

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Paulo César Rosales Palomino

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ESCOAMENTO PULSANTE
EM SISTEMAS DE SUCÇÃO DE COMPRESSORES
ALTERNATIVOS**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador:

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.

Florianópolis

2012

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

P181a Palomino, Paulo César Rosales

Análise numérico-experimental da transferência de calor no escoamento pulsante em sistemas de sucção de compressores alternativos [dissertação] / Paulo César Rosales Palomino ; orientador, César José Deschamps. - Florianópolis, SC, 2012.
189 p.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Escoamento. 3. Compressores - Aquecimento. I. Deschamps, César José. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Paulo César Rosales Palomino

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO ESCOAMENTO PULSANTE
EM SISTEMAS DE SUCÇÃO DE COMPRESSORES
ALTERNATIVOS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de “Mestre”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 16 de março de 2012

Prof. Júlio César Passos, Dr.

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.
Orientador

Prof. Juan Pablo de Lima Costa Salazar, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Antonio Fábio Carvalho da Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico ao meu pai, eterno Mestre.

AGRADECIMENTOS

À família, em primeiro lugar. A base de todo ser humano vem de quem o acompanha nos seus primeiros passos. Sem titubear, minha essência é reflexo dessa convivência intensa. Mãe e Ninha me acompanharam e sempre estarão no meu lado esquerdo.

Gostaria citar a oportunidade em ter trabalhado ao lado do professor César Deschamps. Sua disponibilidade, seu suporte e sua credibilidade foram imprescindíveis no desenvolvimento deste trabalho.

Este trabalho não foi feito integralmente por mim. Dou pleno crédito a parte deste aos alunos de iniciação científica Filipe Gaio e André Spillere e ao graduando Tiago Fernandes. Espero que tenham aprendido que nada na vida é fácil, mas tendo o esforço, a competência, e, principalmente, o gosto pelo que se faz permite-se que se chegue ao objetivo desejado.

Agradeço aos colegas e membros do POLO pelos momentos de discussão e descontração. Em especial, tenho o sentimento de dívida com os técnicos Eduardo, Gisele e Fabiano por terem me passado suas experiências e terem dado suporte sempre que possível no crescimento deste trabalho.

Cito também o ensinamento passado pelo Eng. André Morriesen. Sua metodologia desenvolvida no seu mestrado em 2009 para calibração de e medição com transdutores de fio foi essencial para o presente e fica como legado para atividades futuras do laboratório.

Não posso deixar de citar aqui o corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, no sentido da formação do meu conhecimento em engenharia na graduação e na pós-graduação. Sinto prazer em ter tido essa oportunidade de convívio com essa equipe qualificada.

Aos membros da banca examinadora professores Juan Pablo Salazar, Antonio Fábio Carvalho e Jader Barbosa pela disponibilidade e pelas contribuições no crescimento da dissertação.

Ao CNPq e a Embraco pelo suporte financeiro.

Fora do ambiente acadêmico, ao longo dos últimos dois anos, adentrei-me em um mundo novo na qual me encaixei naturalmente. Aqui tenho uma profunda gratidão a todos os membros da equipe *Canela Pro Adventure* pelos excelentes momentos de lazer nas competições e, sobretudo, pela amizade. Ensinaram-me a sentir prazer e bem estar nas corridas e pedaladas. Levarei a vida nesse espírito de aventura sempre disposto a encarar de frente os desafios.

Finalmente, mas definitivamente não de menor importância, agradeço às pessoas que me acompanharam ao longo destes três anos e fizeram parte da minha completa mudança de visão da vida. Tive muitas perdas, mas levo na lembrança apenas os momentos de alegrias, as conquistas e o aprendizado.

Ao término de mais esta etapa, percebi o quanto ganhamos após tanto sofrimento e esforço. É impressionante como ventos passados que se vão distantes podem se cruzar novamente e recriar o olhar à vida, sendo tudo naturalmente. Descrevo o final do mestrado como intenso, no ótimo sentido da palavra.

Sinto-me feliz com tudo o que aconteceu e entusiasmado pelo vem por acontecer.

Que assim seja.

Quanto mais entro na desordem, melhor me
oriento.

(Bruna Lombardi)

RESUMO

As eficiências volumétrica e isentrópica de compressores alternativos são reduzidas pelo superaquecimento do gás ao longo do sistema de sucção. Considerando que o escoamento nesses sistemas é pulsante, torna-se importante saber em que grau os transientes do escoamento afetam o superaquecimento. Assim, o presente estudo objetiva a caracterização da transferência de calor no escoamento pulsante de sistemas de sucção de compressores alternativos. Com este propósito, um sistema de sucção simplificado foi construído e instrumentado com transdutores de pressão piezelétricos e sondas de fio quente e de fio frio os quais são empregados para medições de transientes de pressão, velocidade e temperatura e pressão em pontos específicos do sistema de sucção, respectivamente, considerando três condições de operação do compressor. Para essas mesmas condições, o escoamento foi também simulado numericamente pelo método dos volumes finitos, com o emprego do modelo RNG $k-\varepsilon$ para previsão do transporte turbulento. A partir da investigação, pôde-se constatar um aumento significativo da temperatura do fluido junto à câmara de sucção do sistema no curto período de tempo em que a válvula encontra-se fechada. Além disto, verificou-se dos resultados numéricos que a taxa de transferência de calor no sistema de sucção para o escoamento transiente pode ser até 8% mais intensa do que aquela que ocorreria em regime estacionário. Por fim, observou-se que, para o sistema de sucção indireta testado, grande parte do superaquecimento ocorre no trajeto e mistura do gás entre o passador de sucção na carcaça e a entrada do sistema de sucção, sendo que o aumento médio da temperatura do gás no sistema de sucção propriamente dito é de apenas 9% do aumento total.

Palavras-chave: Escoamento pulsante, superaquecimento, compressor alternativo.

ABSTRACT

The volumetric and isentropic efficiencies of reciprocating compressors are reduced by the gas superheating through the suction system. Since a pulsating flow condition prevails in such systems, it is important to verify to what extent the transient flow regime affects the gas superheating. The present study is aimed at characterizing the heat transfer process in the suction systems of reciprocating compressors. For this purpose, a simplified geometry of suction system was adopted and instrumented with piezoelectric pressure transducers and hot wire and cold wire probes for measurements of pressure, velocity and temperature at specific points in the flow under three compressor operating conditions. In order to complement the analysis, the flow in the suction system was numerically solved via the finite volume method, with the RNG $k-\varepsilon$ model being employed to predict the turbulent transport. The analysis revealed a significant rise in the gas temperature near the suction chamber within the short period in which the suction valve is closed. Additionally, the numerical predictions have shown that heat transfer rate under the flow transient regime can be up to 8% greater than that which would occur in a steady flow regime. Finally, it has been found that superheating in the tested indirect suction system prevails inside the compressor shell due to mixing between hot and cold streams of gas that takes place between the compressor inlet and the suction system entrance, with the temperature increase in the suction system itself corresponding to only 9% of the total increase.

Keywords: pulsating flow, superheating, reciprocating compressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Ciclo de refrigeração básico de compressão de vapor (acima) e seu diagrama p-h (abaixo).	34
Figura 1.2. Esquema de um compressor alternativo de pistão.	35
Figura 1.3. Compressor hermético e seus principais componentes.	36
Figura 1.4. Diagrama pressão-volume do gás no interior de um cilindro.	37
Figura 1.5. Fontes de perda termodinâmica para um compressor de refrigeração doméstica.	38
Figura 1.6. Esquema da evolução do escoamento em um sistema de sucção de compressor alternativo.	40
Figura 1.7. <i>Muffler</i> de sucção de um compressor doméstico.	41
Figura 2.1. Resultados numéricos transientes para temperatura em diversos locais do sistema de sucção obtidos por Nakano e Kinjo (2008).	51
Figura 2.2. Transientes de pressão e temperatura local medidos na entrada da câmara de sucção para a condição – 23,3°C/54,4°C de Morriesen (2009).	52
Figura 2.3. Transientes de pressão, movimento de válvula e velocidade local medidos para a condição – 23,3°C/54,4°C de Morriesen (2009).	53
Figura 2.4. Comparação de dados instantâneos para velocidades avaliadas experimental e numericamente na entrada da câmara de sucção para a condição - 23.3°C/54.4°C de Morriesen <i>et al.</i> (2011). ...	54
Figura 2.5. Comparação de dados instantâneos para temperaturas avaliadas experimental e numericamente na entrada da câmara de sucção para a condição - 23.3°C/54.4°C de Morriesen <i>et al.</i> (2011). ...	54
Figura 3.1. Imagem externa do compressor EMBRACO NJ9232GK e as suas principais características.	60
Figura 3.2. Partes internas do compressor NJ9232GK e o sistema de sucção em destaque.	61
Figura 3.3. Tampa do cilindro de compressão e suas partes.	62
Figura 3.4. <i>Muffler</i> cilíndrico e as posições de medição dos transdutores de fio (TF). Cotas em milímetros.	63
Figura 3.5. Vistas da carcaça modificada.	66
Figura 3.6. Ciclo termodinâmico em um gráfico p-h do ciclo-quente de operação do compressor.	68
Figura 3.7. Visão frontal do calorímetro usado para testes.	69
Figura 3.8. Visão traseira do calorímetro. Detalhe para o circuito do fluido.	70

Figura 3.9. Esquema simplificado do circuito de fluido no calorímetro.	71
Figura 3.10. Equipamentos de aquisição e condicionamento de sinais.	75
Figura 3.11. Localização da bobina, do ímã permanente e das setas de referência.	76
Figura 3.12. Imagens do sensor piezelétrico KISTLER 601 (a) e o condicionador de sinal KISTLER 5018A (b).	79
Figura 3.13. (a) Ilustração de um transdutor de fio e suas principais partes; (b) imagem da sonda miniatura.	82
Figura 3.14. Equipamentos para recondicionamento de sondas.	83
Figura 3.15. Calibrador a ar aquecido forçado para as sondas em CCT.	87
Figura 3.16. Flange de fixação da sonda na entrada do <i>muffler</i> cilíndrico e a sonda modificada de entrada.	88
Figura 3.17. Localização da inserção da sonda de saída do <i>muffler</i> cilíndrico na tampa e a sonda modificada de saída. Destaque para o furo de acesso do TPD na parte inferior da tampa.	89
Figura 3.18. Placa de válvulas instrumentada e a válvula de sucção. Destaque para a bobina instalada.	91
Figura 3.19. Tomadas de temperatura com termopares no <i>muffler</i> cilíndrico.	91
Figura 3.20. <i>Muffler</i> cilíndrico instrumentado.	92
Figura 3.21. Sistema de sucção no kit do compressor à esquerda e o kit na carcaça à direita.	92
Figura 4.1. Regiões da camada limite turbulenta	106
Figura 4.2. Geometria simétrica simplificada do conjunto sistema de sucção e ambiente interno do compressor.	114
Figura 4.3. Modificações da geometria interna da câmara de sucção.	115
Figura 4.4. Condições de contorno da geometria simulada.	117
Figura 4.5. Geometria do modelo axissimétrico.	122
Figura 4.6. Malha da geometria axissimétrica.	123
Figura 4.7. Vistas ampliadas da malha computacional nos destaques A, B e C.	126
Figura 5.1. Temperaturas nas superfícies externas do sistema de sucção para as condições testadas.	130
Figura 5.2. Movimento de válvula de sucção para as três condições..	132
Figura 5.3. Movimento de válvula de sucção instantes após a sua abertura para as três condições.	133
Figura 5.4. Curvas de pressão absoluta na câmara de sucção e no duto de entrada do <i>muffler</i> cilíndrico.	134
Figura 5.5. Curvas de pressão manométrica na câmara de sucção.	135

Figura 5.6. Curvas de pressão manométrica no duto de entrada do <i>muffler</i> cilíndrico.	136
Figura 5.7. Velocidades de centro no duto de entrada e saída do <i>muffler</i> avaliadas com a correlação de Kramers para fio infinito.	138
Figura 5.8. Comparação do transiente de velocidade no duto de saída e a pulsação de pressão na câmara de sucção para a condição AV.....	142
Figura 5.9. Comparação do transiente de velocidade e pulsação de pressão n duto de entrada do <i>muffler</i> para a condição AV.	143
Figura 5.10. Temperaturas no duto de entrada e saída do <i>muffler</i> . Condição BV.....	145
Figura 5.11. Temperaturas no duto de entrada e saída do <i>muffler</i> . Condição MV.....	145
Figura 5.12. Temperaturas no duto de entrada e saída do <i>muffler</i> . Condição AV.....	146
Figura 5.13. Vazão mássica instantânea prescrita na saída da geometria simulada para as três condições testadas.	149
Figura 5.14. Comparação da pulsação de pressão experimental e numérica na câmara de sucção para as três condições testadas.....	151
Figura 5.15. Comparação da pulsação de pressão experimental e numérica no duto de entrada para as três condições testadas.	151
Figura 5.16. Comparação da velocidade instantânea experimental e numérica no duto de saída para as três condições testadas.....	152
Figura 5.17. Comparação da velocidade instantânea experimental e numérica no duto de entrada para as três condições testadas.	153
Figura 5.18. Comparação da temperatura instantânea experimental e numérica no duto de entrada para as três condições testadas.	154
Figura 5.19. Comparação da temperatura instantânea experimental e numérica no duto de saída para as três condições testadas.....	156
Figura 5.20. Taxa de transferência de calor instantânea nas paredes do <i>muffler</i> cilíndrico para a condição BV.	158
Figura 5.21. Diferença entre a temperatura instantânea da superfície do <i>muffler</i> cilíndrico e do fluido local para a condição BV.....	159
Figura 5.22. Temperatura do fluido média no ciclo para diferentes sessões do <i>muffler</i> cilíndrico para a condição BV para regime permanente.	161
Figura 5.23. Temperatura do fluido média no ciclo para diferentes sessões do <i>muffler</i> cilíndrico para a condição BV para regime transiente.	161
Figura A.1. Circuito eletrônico de retroalimentação de corrente CTA.	179

Figura A.2. Frame StreamLine® 90N10 à esquerda e a unidade de calibração 90H02 à direita.	182
Figura A.3. Mini CTA 54T30.	185
Figura A.4. Circuito eletrônico de sonda operando em CCT.	186

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Trabalhos da revisão bibliográfica referentes a sistemas de sucção.....	55
Tabela 3.1. Dimensões internas do <i>muffler</i> cilíndrico.....	63
Tabela 3.2. Especificações da placa de aquisição – PCI-6251.....	74
Tabela 3.3. Condições de teste do compressor.....	93
Tabela 3.4. Tolerâncias aceitáveis para o início da aquisição de sinais.....	95
Tabela 4.1. Propriedades do R404a nas três condições de teste.....	119
Tabela 4.2. Propriedades do R404a para modelo de gás real.....	119
Tabela 4.3. Malhas testadas e resultados.....	124
Tabela 4.4. Resultados das malhas testadas	124
Tabela 5.1. Síntese dos resultados para as condições testadas.	130
Tabela 5.2. Comparação da vazão mássica e consumo médios obtidos nos testes (CT) com os dados de catálogo (CP).	131
Tabela 5.3. Progressão dos períodos entre picos de pressão na câmara de sucção.....	136
Tabela 5.4. Comparação das velocidades de centro do fluxímetro e da sonda no duto de entrada.....	139
Tabela 5.5. Comparação das velocidades de centro do fluxímetro e da sonda no duto de saída.	139
Tabela 5.6. Diferença absoluta entre as velocidades de centro da sonda no duto de entrada e saída.	139
Tabela 5.7. Comparação da temperatura do termopar e da temperatura média da sonda. Duto de entrada.....	144
Tabela 5.8. Comparação de temperatura do termopar e da temperatura média da sonda. Duto de saída.....	144
Tabela 5.9. Aquecimento do fluido durante o período que a válvula encontra-se fechada no duto de saída.	147
Tabela 5.10. Aquecimento do fluido na passagem pelo <i>muffler</i> de sucção. Temperaturas avaliadas pelas sondas como médias em um ciclo de compressão.	148
Tabela 5.11. Aquecimento do fluido desde a entrada no compressor até a câmara de sucção.....	148
Tabela 5.12. Comparação das velocidades médias numéricas e fluxímetro no plano de localização da sonda do duto de entrada.....	153
Tabela 5.13. Comparação das velocidades médias numéricas e fluxímetro no plano de localização da sonda do duto de saída.	154
Tabela 5.14. Comparação do aumento da temperatura média no ciclo do fluido desde sua entrada no domínio até o plano do duto de entrada. .	155

Tabela 5.15. Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o aquecimento médio do fluido ao longo do <i>muffler</i> de sucção. .	156
Tabela 5.16. Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o aquecimento do fluido durante o período que a válvula está fechada.	157
Tabela 5.17. Temperaturas médias volumétricas ao longo de um ciclo de compressão.....	157
Tabela 5.18. Parcela da energia em transferência ao longo de ciclo para válvula fechada e aberta.....	160
Tabela 5.19. Taxa de transferência de calor e aumento de temperatura média no <i>muffler</i> cilíndrico.	160

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

HWA – *Hot Wire Anemometer* (Anemômetro de Fio Quente)

CTA – *Constant Temperature Anemometer* (Anemômetro de Temperatura Constante)

CCT – *Constant Current Transducer* (Transdutor de Corrente Constante)

HFS – *Heat Flux Sensor* (Sensor de Fluxo de Calor)

DPT – *Differential Pressure Transducer* (Transdutor de Pressão Diferencial)

ACI – Alternativo de Combustão Interna

CFD – *Computacional Fluid Dynamics* (Mecânica dos Fluidos Computacional)

LBP - *Low Back Pressure*

MBP - *Medium Back Pressure*

HBP - *High Back Pressure*

PID - Proporcional Integral Derivativo

LISTA DE SÍMBOLOS

ω_θ – frequência angular [rad/s];

t – instante de tempo [s];

D – diâmetro de duto ou característico [m];

R – raio do duto [m];

ν – viscosidade cinemática do fluido [m²/s];

Re – número de Reynolds;

\dot{m} – vazão mássica do sistema [kg/s];

ρ – densidade do fluido [kg/m³];

c – velocidade do som [m/s];

θ – ângulo de manivela [°];

R_{fio} – resistência do filamento da sonda operando como fio-quente [Ω];

T_{fio} – temperatura do filamento da sonda operando como fio-quente [°C];

T_{ref} – temperatura de referência da sala onde a calibração da sonda foi realizada [°C];

α_{ref} – coeficiente térmico de resistividade do filamento da sonda na temperatura T_{ref} [°C⁻¹];

a – razão de sobreaquecimento;

R_d – resistência de década da ponte de Wheatstone [Ω];

R_1 – resistência do lado ativo da ponte de Wheatstone [Ω];

R_2 – resistência do lado passivo da ponte de Wheatstone [Ω];

i – corrente de alimentação da ponte de Wheatstone [A];

$U(t)$ – velocidade instantânea [m/s];

E_p – queda tensão na ponte de Wheatstone [V];

\overline{T}_{fio} – temperatura média espacial ao longo do filamento da sonda [°C];

T_{fluido} – temperatura do fluido [°C];

L_{fio} – comprimento do filamento da sonda [m];

D_{fio} – diâmetro do filamento da sonda [m];

k_{fio} – condutividade térmica do filamento da sonda $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$;

A_{fio} – área da sessão transversal da sonda [m²];

i_{fio} – corrente do lado ativo da ponte de Wheatstone [A];

χ_{ref} – resistividade do filamento na temperatura T_{ref} [$\Omega \cdot m$];

χ_{fluido} – resistividade do fio na temperatura T_{fluido} [$\Omega \cdot m$];

h – coeficiente de transferência de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$;

E_{fio} – queda de tensão no filamento da sonda [V];

Nu – número de Nusselt;

Pr – número de Prandtl;

k_{fluido} – condutividade térmica do fluido $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$;

μ – viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s];

c_p – calor específico à pressão constante $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$;

$i_{fio-frio}$ – corrente constante de alimentação da sonda operando como fio-frio [A];

$E_{fio-frio}$ – tensão de saída do circuito eletrônico da sonda operando como fio-frio [V];

$R_{fio-frio}$ – resistência do filamento da sonda operando como fio-frio [Ω];

$T_{fio-frio}$ – temperatura do filamento da sonda operando como fio-frio [°C];

τ_{fio} – constante de tempo do filamento da sonda [s]

$T_{fio,ideal}$ – temperatura do filamento da sonda caso não apresentasse inércia térmica [°C];

ρ_{fio} – densidade do filamento da sonda [kg/m³];

$c_{p,fio}$ - calor específico à pressão constante do filamento $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$;

\dot{W} - potência consumida pelo compressor [W];

σ - desvio padrão;

U_i - componente de velocidade instantânea na direção i [m/s];

P – pressão termodinâmica [bar];

τ_{ij} – tensor tensão viscoso [Pa];

S_{ij} – tensor taxa de deformação [s⁻¹];

k_m – condutividade térmica do fluido $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$;

\bar{e}_t – energia total específica [J];

φ – variável genérica de transporte;

$\overline{\rho' u_i u_j}$ - tensor de Reynolds [Pa];

μ_t - viscosidade turbulenta [Pa.s];

k – energia cinética turbulenta [J/kg];

ε – dissipação viscosa $\left[\frac{J}{kg \cdot s}\right]$;

μ_{eff} – viscosidade efetiva [Pa.s];

k_{eff} – condutividade térmica efetiva $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$;

Pr_t – número de Prandtl turbulento

y^+ - número adimensional y^+

y_n – distância normal à parede [m];

Re_y – número de Reynolds turbulento

h_m – entalpia específica [J/kg];

T – temperatura [°C]

\bar{U} – velocidade média no ciclo de compressão [m/s];

\bar{U}_{flux} – velocidade média avaliada com a vazão mássica do fluxímetro [m/s];

\bar{U}_{sonda} – velocidade média avaliada pela sonda ao longo de um ciclo de compressão [m/s];

\bar{U}_A – velocidade média na área ao longo de um ciclo de compressão [m/s];

$\bar{U}_{\dot{m}}$ – velocidade média avaliada com a vazão mássica instantânea ao longo de um ciclo de compressão [m/s].

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	33
1.1 COMPRESSOR ALTERNATIVO	34
1.2 ESCOAMENTO PULSANTE EM SISTEMAS DE SUÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS	39
1.3 OBJETIVO DO ESTUDO	41
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	43
2.1 ESCOAMENTOS PULSANTES EM GEOMETRIAS GENÉRICAS	
2.2 SISTEMAS DE ADMISSÃO DE MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA	46
2.2.1 Dinâmica do escoamento em sistemas de admissão	47
2.2.2 Transferência de calor em sistemas de admissão	48
2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMAS DE SUÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS	49
2.4 SÍNTESE DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	55
3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	59
3.1 O COMPRESSOR E O SISTEMA DE SUÇÃO	59
3.1.1 O sistema de sucção simplificado.....	62
3.1.2 Medições de interesse no sistema de sucção.....	64
3.1.3 Controle e medições de interesse do compressor	65
3.1.4 Adaptações da carcaça do compressor.....	65
3.2 CALORÍMETRO	66
3.2.1 Descrição geral do calorímetro	68
3.2.2 Componentes de controle e medição do calorímetro	73
3.3 MEDIÇÕES ESPECÍFICAS NO COMPRESSOR.....	73
3.3.1 Sistema de aquisição	74

3.3.2 Sensor de posicionamento do pistão.....	76
3.3.3 Medição da pressão dinâmica.....	78
3.3.4 Medição dinâmica de deslocamento da válvula de sucção	79
3.3.5 Medição dinâmica de velocidade local	80
3.3.6 Medição dinâmica de temperatura local	85
3.4 INSTALAÇÃO DOS SENSORES	87
3.5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	93
3.5.1 Metodologia dos testes.....	94
3.6 AQUISIÇÃO E PROCESSAMENTO DE SINAIS	95
3.6.1 Aquisição de sinais.....	96
3.6.2 Pós-processamento e tratamento estatístico dos sinais.....	96
4 MODELO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA.....	99
4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	99
4.1.1 Modelação da turbulência.....	100
4.1.2 Modelo turbulência RNG $k - \epsilon$	102
4.1.3 Modelação do transporte da energia.....	104
4.1.4 Modelação do escoamento na região de parede	106
4.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DE TRANSPORTE.....	110
4.2.1 Discretização das equações de transporte	110
4.2.2 Esquemas de interpolação.....	111
4.2.3 Método numérico para solução das equações	111
4.3 GEOMETRIA DO DOMÍNIO DE SOLUÇÃO.....	113
4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO	116
4.5 CASOS SIMULADOS E PROPRIEDADES DO FLUIDO	118
4.6 VERIFICAÇÃO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA E MALHA TRIDIMENSIONAL	120
4.6.1 Erros de iteração.....	120
4.6.2 Erros de discretização temporal.....	121

4.6.3 Erros de discretização espacial	122
4.6.4 A malha tridimensional das simulações	125
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	129
5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.	129
5.1.1 Parâmetros de desempenho e temperaturas médias.....	129
5.1.2 Dinâmica da válvula de sucção	131
5.1.3 Transientes de pressão.....	134
5.1.4 Transientes de Velocidade.....	137
5.1.5 Transientes de temperatura	143
5.1.6 Caracterização do superaquecimento	147
5.2 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	149
5.3 ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR ..	157
6 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS.....	163
REFERÊNCIAS.....	169
APÊNDICE A.....	177
A.1 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO TRANSDUTOR DE FIO QUENTE	177
A.1.1 - Correlação para velocidade	179
A.1.2 - Equipamentos para CTA	182
A.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM TRANSDUTOR DE FIO FRIO	185
A.2.1 - Equipamentos.....	188

1 INTRODUÇÃO

É cada vez mais raro encontrar locais que não usufruam da refrigeração – um processo de remoção de calor para a obtenção de frio. Centros comerciais, indústrias e residências necessitam de sistemas que propiciem uma temperatura interna controlada menor que a do ambiente natural externo, para fins de produção e conservação de produtos ou ainda para o conforto térmico.

Várias são as formas para a produção do frio. Talvez a maneira mais básica de classificá-las é por meio do estado da matéria do elemento refrigerante. Existem os elementos refrigerantes que não apresentam mudança de fase e em grande maioria encontram-se no estado sólido. Exemplos típicos são os elementos termoeletrônicos e magnéticos.

Quando há mudança de fase para a produção de frio, o elemento se apresenta normalmente nos estados líquido e gasoso, razão pela qual é denominado de fluido refrigerante. A mudança de fase ocorre de forma cíclica. A refrigeração por mudança de fase é a mais conhecida e usada em grande escala, pela diversidade de fluidos refrigerantes disponíveis para diferentes aplicações.

No âmbito da refrigeração por mudança de fase, a compressão de vapor é a mais difundida. A Figura 1.1 apresenta os quatro principais componentes de um ciclo de refrigeração básico de compressão de vapor e a respectiva variação do estado termodinâmico do fluido refrigerante ao passar por esses componentes, na forma de um diagrama p-h (pressão/entalpia).

Partindo da saída do evaporador, representado pelo ponto 1 na Figura 1.1, fluido refrigerante no estado de vapor entra no compressor onde sua pressão e temperatura são elevadas até atingir o estado indicado pelo ponto 2. Entrando no condensador, o fluido refrigerante é condensado pela rejeição de calor para o ambiente quente. Saindo do condensador no estado do ponto 3, o fluido agora no estado líquido subresfriado entra em um dispositivo de expansão, no qual sofre uma queda de pressão e de temperatura. Já no evaporador, o fluido no estado bifásico (líquido e vapor) experimenta novamente uma mudança de fase completa pela absorção de calor proveniente do ambiente frio, retornando ao estado 1 de vapor superaquecido, completando o ciclo de refrigeração.

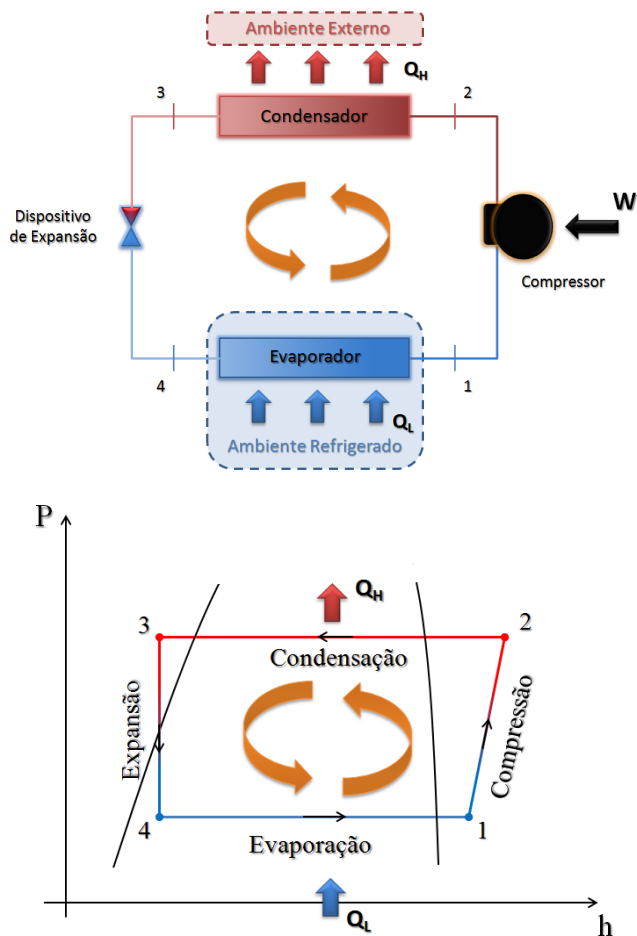


Figura 1.1. Ciclo de refrigeração básico de compressão de vapor (acima) e seu diagrama p-h (abaixo).

1.1 COMPRESSOR ALTERNATIVO

Do ciclo básico de compressão de vapor, observa-se a necessidade do fornecimento de energia ao compressor na forma de trabalho para que o ciclo seja mantido. A função do compressor é de

manter o fluido refrigerante em circulação no sistema e estabelecer a diferença de pressão necessária entre as linhas de sucção e descarga. Em escala de refrigeração residencial e comercial leve, os compressores são predominantemente acionados por meio de um motor elétrico. Existem diversas formas de converter a energia elétrica em mecânica para a compressão do gás, dentre as quais se destaca o sistema biela-manivela de compressores alternativos. Os principais componentes mecânicos deste tipo de compressor encontram-se esquematizados na Figura 1.2.

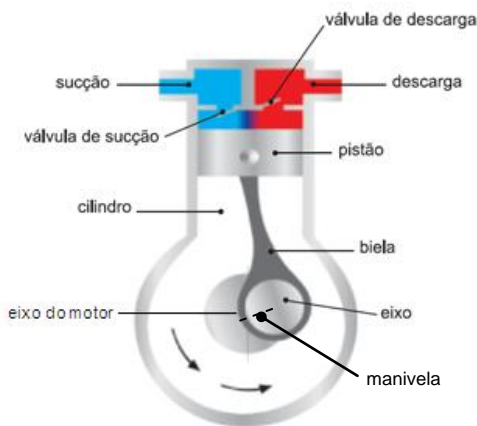


Figura 1.2. Esquema de um compressor alternativo de pistão.

O motor elétrico proporciona um movimento de rotação à manivela, representada pela excentricidade do eixo em relação ao eixo de rotação do motor. Pela conexão sequencial da biela e do pistão, a rotação da manivela devido ao giro do motor propicia um movimento alternado do pistão no interior de um cilindro no qual o gás é inserido.

A fim de garantir o desempenho ótimo do compressor, vias são projetadas para a entrada e saída do gás do cilindro nas pressões especificadas. A via de entrada é chamada de sistema de sucção, correspondendo a todos os componentes que permitem que o gás à baixa pressão seja transportado até o cilindro. Já a via de saída denominada de sistema de descarga, permite o transporte do gás à alta pressão para fora do compressor.

Outros componentes do compressor podem ser vistos na Figura 1.3, tais como o motor elétrico, o sistema de bombeamento de óleo, o sistema de molas, entre outros. É comum que todos os elementos

estejam inseridos dentro de uma carcaça selada. Nesta configuração o compressor é chamado de hermético.

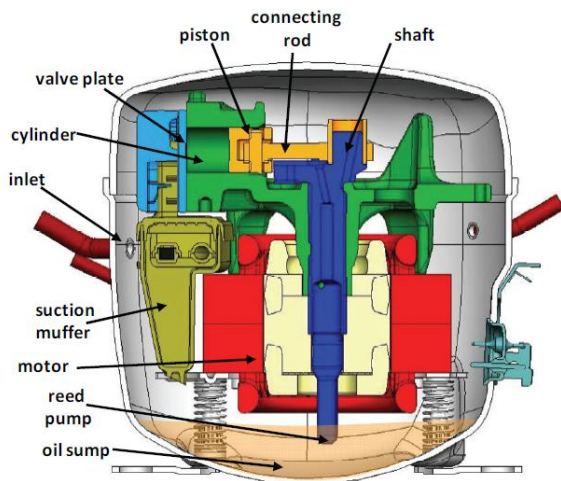


Figura 1.3. Compressor hermético e seus principais componentes.
 FONTE: Pizzaro et al. (2009).

Com o auxílio do esquema do compressor da Figura 1.2 e do diagrama pressão-volume para o gás no interior do cilindro (Figura 1.4), pode-se verificar que quando o pistão se move de cima para baixo o volume interno do cilindro aumenta e a pressão do gás diminui (processo entre os pontos A e B). Eventualmente, a pressão no cilindro se torna menor do que a pressão na câmara de sucção, resultando na abertura da válvula de sucção e na aspiração de gás à baixa pressão para o cilindro (processo entre os pontos B e C). O escoamento do gás através da válvula de sucção continua até que o pistão atinja o ponto morto inferior, conforme mostra o diagrama p-V da Figura 1.4. O pistão inicia então o seu movimento no sentido oposto, reduzindo o volume e aumentando a pressão do gás (processo entre os pontos C e D) até atingir uma pressão superior à da câmara de descarga, quando a válvula de descarga se abre e o gás é descarregado do cilindro até que o pistão alcance o ponto morto superior (processo entre os pontos D e A).

Quando o pistão alcança o ponto morto superior, a descarga do vapor deveria ser completa. No entanto, sempre existirá uma quantidade de vapor que permanecerá no cilindro, devido à distância entre pistão e placa de válvulas necessária para acomodar a válvula de sucção. Assim, à medida que o pistão se move de cima para baixo, o vapor contido no

volume morto é reexpandido, retardando a abertura da válvula de sucção e reduzindo a eficiência volumétrica do compressor.

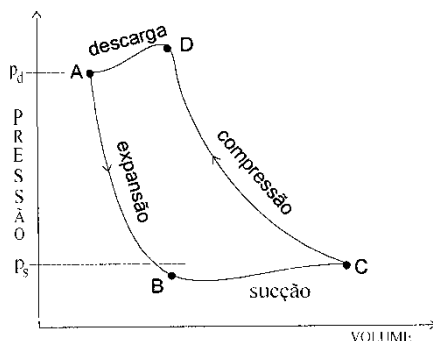


Figura 1.4. Diagrama pressão-volume do gás no interior de um cilindro.

Segundo dados do Balanço Energético Nacional (EPE, 2011) a demanda interna brasileira de energia elétrica no período de 2000/2010 subiu mais de 36%. Em nível mundial, apesar do avanço em pesquisas na busca por fontes renováveis de energia para a produção de energia elétrica, ainda existe uma forte dependência de fontes não renováveis. Por exemplo, em 2008, 87,1% das fontes de energia do mundo ainda eram não renováveis (carvão mineral, petróleo, urânio e gás natural).

Do ponto de vista de finalidade da energia elétrica, estima-se que 64% da energia elétrica usada em nível residencial no Brasil foi destinada a geladeiras, freezers e condicionamento de ambiente em 2010 (EPE, 2010). Em face do exposto, pode-se entender a necessidade do uso de equipamentos elétricos com baixo consumo de energia e, no que compete à refrigeração, o incentivo para o projeto de compressores de alto rendimento.

A eficiência global do compressor pode ser entendida como o resultado de três aspectos: i) eficiência elétrica, relacionada às perdas no motor elétrico; ii) eficiência mecânica, referente às perdas devido ao atrito de componentes mecânicos móveis; iii) eficiência termodinâmica, associada às irreversibilidades termodinâmicas nos diversos processos do ciclo de compressão. Segundo Ribas *et al.* (2008), a eficiência termodinâmica é a menor dentre as três eficiências.

A Figura 1.5 apresenta as principais contribuições sobre a redução de rendimento termodinâmico em um compressor de

refrigeração doméstica, ficando evidente que o superaquecimento do gás representa a maior parcela.

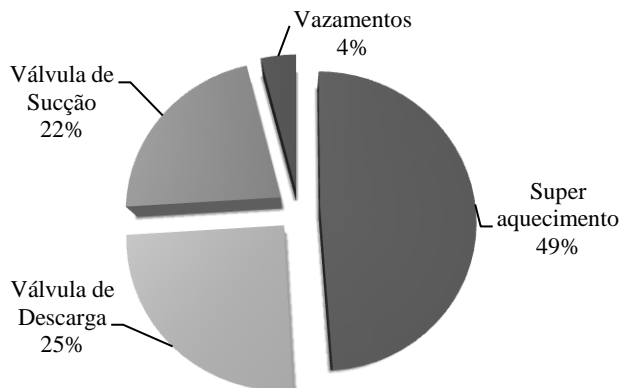


Figura 1.5. Fontes de perda termodinâmica para um compressor de refrigeração doméstica.

FONTE: Ribas *et al.* (2008) - adaptado.

O superaquecimento ocorre devido ao fornecimento de calor de componentes aquecidos do compressor ao fluido refrigerante ao longo de seu trajeto desde a entrada no compressor até alcançar o interior do cilindro. Apesar de que vapor com temperatura maior do que a de saturação seja desejável a fim de se evitarem partículas de líquido que promovam golpe de aríete na câmara de compressão, o efeito do superaquecimento é prejudicial no rendimento do ciclo de refrigeração por dois motivos (GOSNEY, 1982):

- i. *Diminuição da capacidade de refrigeração do sistema.* O aumento do volume específico do vapor a ser comprimido é consequência direta do aumento de sua temperatura. Assim, há uma diminuição da vazão mássica bombeada pelo compressor e da quantidade de calor que pode ser retirada do ambiente a ser resfriado;
- ii. *Aumento do trabalho específico de compressão.* Se considerada uma compressão isentrópica, quanto maior for a temperatura no início da compressão, menor será a inclinação da linha isentrópica em um diagrama pressão-entalpia e, por

consequência, maior será a energia específica necessária para comprimir o fluido.

1.2 ESCOAMENTO PULSANTE EM SISTEMAS DE SUÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Sistemas de sucção de compressores alternativos de refrigeração apresentam quatro componentes básicos: passador de sucção, *muffler*, a câmara de sucção e válvula(s) de sucção. Além de direcionar o escoamento do gás para a câmara de compressão, esses componentes apresentam também outras funções igualmente importantes para o compressor.

A abertura e o fechamento intermitente da válvula de sucção induzem pulsações de pressão no sistema de sucção, as quais permanecem mesmo com a válvula fechada. A fim de ilustrar este fenômeno, a Figura 1.6 apresenta três instantes distintos do escoamento em um sistema de sucção (*i*, *a* e *b*) representado pelo volume do *muffler*, VM, duto intermediário, DI, e câmara de sucção, CS.

O instante *i* representa a abertura da válvula VS e, assim, gás é direcionado à câmara de compressão CC. Quando a válvula de sucção fecha, o escoamento proveniente do volume VM e do duto DI continua a direcionar-se à câmara CS (situação *a*), em função da inércia, fazendo com que a pressão local P_{CS} aumente.

Quando a força devido à diferença de pressão ($P_{CS} - P_{CE}$) é suficiente para vencer a inércia, ocorre a inversão do escoamento (situação *b*). De fato, estas inversões no sentido do escoamento são o resultado da propagação de ondas de pressão, as quais passam por sucessivas reflexões na câmara de sucção e no volume do VM, se manifestando na forma de pulsações de pressão.

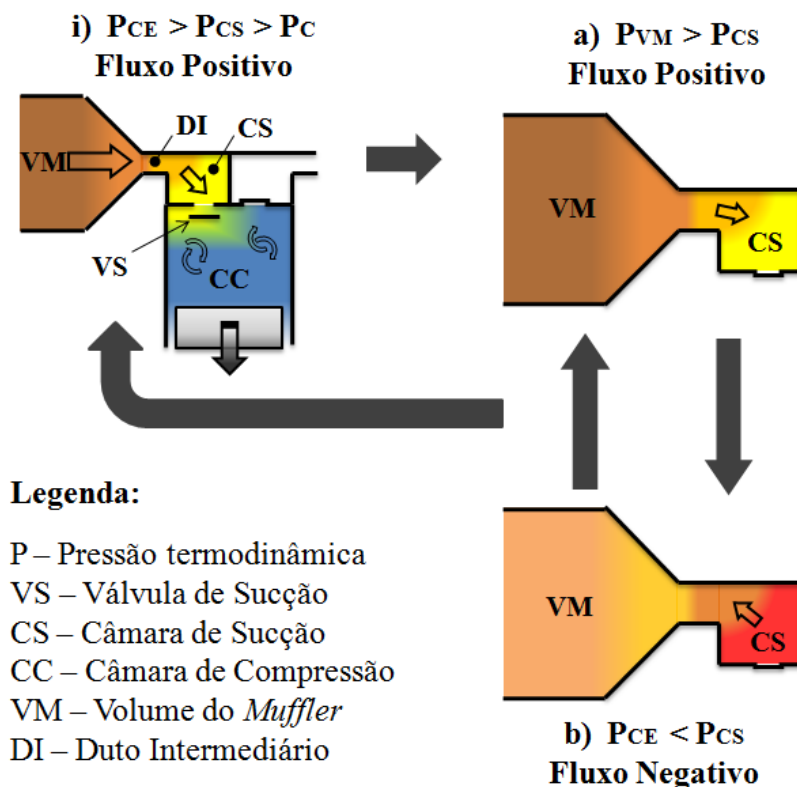


Figura 1.6. Esquema da evolução do escoamento em um sistema de sucção de compressor alternativo

O filtro acústico de sucção (*muffler*) é empregado para amenizar os efeitos indesejáveis gerados pelas pulsações de pressão, tais como vibrações e ruído acústico (SINGH e SOEDEL, 1974). Uma geometria típica de *muffler* empregada em compressores de refrigeração doméstica é ilustrada na Figura 1.7, sendo composta por tubos e câmaras devidamente dispostos para a atenuação das pulsações. Apesar dos benefícios com o uso do filtro, observa-se claramente o aumento da área de contato do gás com superfícies geralmente quentes do *muffler*, promovendo o seu aquecimento ao longo do trajeto até a câmara de compressão. A fim de reduzir o superaquecimento do gás, a fabricação do filtro é comumente realizada com material que proporcione isolamento térmico.

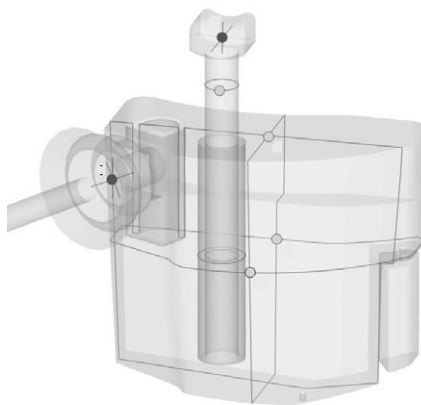


Figura 1.7. *Muffler* de sucção de um compressor doméstico.

1.3 OBJETIVO DO ESTUDO

Como em qualquer outro equipamento na qual há necessidade de fornecer trabalho para o funcionamento, os compressores utilizam energia elétrica para acionar o conjunto mecânico responsável por comprimir o fluido refrigerante até a pressão necessária. A questão de racionamento energético entra em pauta, visto que quase 60% da energia consumida a nível doméstico provém do setor de refrigeração.

Conforme evidenciado anteriormente, o superaquecimento do fluido refrigerante no sistema de sucção de compressores alternativos corresponde a uma das maiores parcelas de perdas de eficiência termodinâmica. O entendimento desse fenômeno não é trivial, pois o funcionamento das válvulas origina um escoamento pulsante no sistema de sucção.

Considerando a questão de eficiência energética, torna-se então importante saber em que grau este padrão pulsante de escoamento afeta o superaquecimento. Assim, o objetivo principal do presente estudo é a caracterização da transferência de calor em um sistema de sucção simplificado de compressor alternativo, através do mapeamento do campo de temperatura e velocidades estabelecido pelo escoamento pulsante. Por meio desta análise, espera-se entender a relação do escoamento pulsante com a transferência de calor.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De uma maneira geral, a investigação de escoamentos pulsantes é uma tarefa complexa. Diferentemente de escoamento em regime estacionário, o desenvolvimento de técnicas de medição apropriadas para escoamentos pulsantes tem sido um desafio pelos seguintes motivos (NABAVI e SIDDIQUI, 2010):

- O instrumento de medição deve ser sincronizado com a pulsação do escoamento e ainda apresentar boa repetibilidade;
- O tempo de resposta do instrumento deve ser muito menor que o período da pulsação do escoamento, caso contrário não é possível o registro apropriado dos transientes;
- A frequência natural do instrumento pode coincidir com a frequência de pulsação, induzindo erros de medição;
- O perfil de velocidade distorcido do escoamento pulsante pode dificultar a interpretação da medição.

Considerando os pontos supracitados, sistemas de anemometria de fio quente (HWA), de *Laser-Doppler* (LDV), de Ultra-som *Doppler* (UDV), de Imagem de Partícula (PIV) e Tomografia Óptica de Raio-X (XOT) são as técnicas mais difundidas em medições de velocidades de escoamentos transientes. A escolha do instrumento depende, entre outras variáveis, das dimensões da geometria do domínio, da taxa de aquisição máxima do sistema e da interferência do fluido no sistema de medição.

A complexidade de análise de escoamentos pulsantes também é considerável quanto se empregam simulações numéricas, principalmente quando o regime de escoamento turbulento prevalece e, assim, necessita ser modelado.

A análise da transferência de calor em escoamentos pulsantes em sistemas de sucção pode ser inicialmente realizada com referência a escoamentos em geometrias simplificadas. Considerando estudos aplicados, torna-se conveniente uma revisão da literatura na área de motores de combustão interna do tipo alternativos (ACI), já que a dinâmica do escoamento em sistemas de sucção e descarga desses motores apresenta características semelhantes àsquelas encontradas em

compressores alternativos. A seguir, apresenta-se uma revisão das principais investigações fundamentais e aplicadas de escoamentos pulsantes relevantes ao presente trabalho.

2.1 ESCOAMENTOS PULSANTES EM GEOMETRIAS GENÉRICAS

Provavelmente a geometria de duto reto na presença de escoamento pulsante é a mais explorada na literatura. Grande parte dos estudos é de cunho acadêmico, sendo motivadas por aplicações como o escoamento do sangue bombeado pelo coração em veias e artérias, transporte de gás natural em dutos e limpeza de dutos de indústria alimentícia. Em geral, a pulsação do escoamento é modelada como uma função seno caracterizada por uma amplitude normalizada A_U e a frequência angular de pulsação ω :

$$u(t) = \bar{U}[1 - A_U(\sin(\omega t))] \quad [2.1]$$

onde u é a velocidade instantânea na direção axial da tubulação e \bar{U} é a velocidade média do ciclo.

Muitos dos resultados para este tipo de escoamento mostram que a transferência de calor é intensificada pela geração de vórtices e pelo aumento dos gradientes de velocidade locais junto às superfícies, dada pela aceleração do fluido nas camadas limites (BLEL *et al.*, 2009). Entretanto, tal conclusão não é compartilhada por todos os estudos. Wang e Zhang (2005) e Blel *et al* (2009) fizeram uma revisão abrangente de estudos experimentais em dutos e apontam que não há uma conclusão clara sobre um eventual aumento da transferência de calor na presença de escoamentos pulsantes. A falta de um maior detalhamento dos dados é mencionada pelos autores como a principal dificuldade para o entendimento geral do escoamento pulsante em dutos retos.

Por outro lado, Dec *et al.* (1992) indica que, apesar da ambiguidade dos estudos, uma intensificação da transferência de calor sempre é verificada quando as amplitudes de oscilação são suficientes para causar refluxo do escoamento principal e que somente para os demais casos não há uma conclusão definitiva.

Elshafei *et al.* (2008) analisaram uma série de dados experimentais de trabalhos na literatura, apresentando-os em função da frequência angular adimensional, $\omega^* = \omega D/U_\tau$, em que U_τ é a

velocidade de fricção média no duto. Os autores identificaram três regiões na qual a transferência de calor em relação ao escoamento em regime estacionário comporta-se diferente. Para valores de ω^* abaixo da frequência de *burst*¹, o que corresponde a um regime quase estático, a transferência de calor é reduzida; para uma frequência próxima à frequência de *burst*, pode ocorrer uma queda ou aumento da transferência de energia, dependendo de como a oscilação do escoamento interfere nas quebras cíclicas das estruturas turbulentas. Para frequências maiores, há uma intensificação da transferência já que a dinâmica do escoamento global sobrepõe os efeitos dos movimentos turbulentos de pequena escala.

É bem estabelecido que a transferência de calor em escoamentos pulsantes depende basicamente de cinco parâmetros: frequência, amplitude, padrão da pulsação, número de Reynolds (Re) do escoamento médio e número de Prandtl (Pr). A quantidade de parâmetros torna difícil observar uma tendência clara da transferência de calor sob efeito de pulsações. Uma forma de agrupar parte dos parâmetros supracitados pode ser feita pela definição número de Womersley, Wo , (WANG e ZHANG, 2005)

$$Wo = R \sqrt{\frac{2\pi f}{\nu}} = [2\pi \cdot Re \cdot St]^{1/2} \quad [2.2]$$

em que $R = D/2$ é o raio do duto, ν é a viscosidade cinemática do fluido e f é a frequência de oscilação. Os números adimensionais de Reynolds, Re , e Strouhal, St , são definidos por $Re = \bar{U}D/\nu$ e $St = fD/\bar{U}$, respectivamente.

O número de Womersley é usualmente usado para descrever a resposta do escoamento submetido a gradientes de pressão transientes. Um pequeno valor de Wo (<1) indica que o efeito da viscosidade é dominante em relação à frequência de pulsação, de forma que o escoamento possui tempo suficiente para se ajustar à nova condição. Para altos valores (>20), a frequência de pulsação é tão elevada que há um achatamento do perfil de velocidade na seção transversal do duto (NABAVI e SIDDIQUI, 2010).

Wang e Zhang (2005) verificaram por meio de um modelo numérico bidimensional que há um aumento do número de Nusselt

¹ O fenômeno denominado de *turbulent bursting* é relacionado à transição do escoamento laminar para turbulento, tratando-se de um colapso repentino pontual de uma instabilidade para o regime turbulento. Tal instabilidade apresenta quebras cíclicas de pequenas

($Nu = h \cdot D / k_{fluido}$) em relação ao escoamento em regime estacionário turbulento quando a amplitude normalizada A_U do escoamento pulsante no duto é aproximadamente maior que a unidade. Os autores ainda observaram um ponto ótimo da variação de Wo em relação ao número de Nusselt, Nu .

Poucas investigações foram encontradas sobre a transferência de calor em escoamentos pulsantes para geometrias distintas de dutos retos. Em geometrias de dutos com expansão, verificou-se que o número de Nusselt médio é maior tanto em regime laminar (VALENCIA, 1997 e VELAZQUEZ et al., 2008) como em regime turbulento (URUBA et al. 2007) em relação ao escoamento estacionário. A mesma conclusão também é evidenciada em dutos retos com chicanas internas (MACKLEY e STONESTREET, 1995).

2.2 SISTEMAS DE ADMISSÃO DE MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTÃO INTERNA

É interessante também considerar investigações do escoamento pulsante em sistemas de sucção de motores ACI, já que o mesmo apresenta semelhança com o escoamento em sistemas de sucção de compressores alternativos. A diferença básica entre os dois sistemas é a mecânica de abertura da válvula de sucção. Enquanto que em motores o acionamento é feito por meio de um eixo de comando de válvulas, em compressores isto ocorre por meio da diferença de pressão à qual a válvula está submetida. Além disto, os motores ACI estão normalmente sujeitos a variações constantes de rotação de acordo com a necessidade de operação. Por outro lado, a maioria dos compressores domésticos opera em rotação constante.

Um importante parâmetro para caracterizar o desempenho de um sistema de admissão é a eficiência volumétrica, relacionada à capacidade do sistema em admitir massa de fluido. A eficiência volumétrica é definida como a razão entre a vazão de massa efetivamente fornecida \dot{m} e aquela que seria obtida se todo o volume deslocado pelo pistão fosse preenchido com gás na densidade da entrada do sistema:

$$\eta_V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot V_d \cdot N} \quad [2.3]$$

Na expressão anterior, ρ é a densidade do gás na entrada do sistema de sucção, V_d é o volume deslocado pelo pistão e N é o número de revoluções por segundo do motor.

O sistema de admissão não pode ser projetado isoladamente, já que há uma forte interação entre o escoamento no mesmo e os movimentos da válvula de admissão e do pistão na câmara de combustão. As funções principais do sistema de admissão são o fornecimento apropriado de ar aos cilindros de combustão e a atenuação do ruído acústico. A essas atribuições estão atreladas a maximização do rendimento volumétrico e a minimização das perdas de carga no escoamento (PEREIRA, 2008).

Segundo Fu *et al.* (2011), para a análise do escoamento gerado pelo movimento alternativo do pistão em conjunto com a dinâmica da válvula, é comum adotar-se a hipótese de um escoamento pulsante equivalente prescrito na extremidade de um duto. No entanto, os autores citam que o escoamento pulsante real carrega características muito mais complexas, dadas pela interação do fluido com a dinâmica do equipamento (*i.e.* motor ou compressor), afetando diretamente o campo térmico.

2.2.1 Dinâmica do escoamento em sistemas de admissão

O escoamento em um sistema de admissão pode ser simplificado inicialmente pela sobreposição de um escoamento periódico a um escoamento de vazão mássica constante. A periodicidade desse escoamento é marcada por dois períodos distintos, correspondentes aos intervalos de tempo em que a válvula de admissão está aberta ou fechada. Enquanto na primeira condição o escoamento se dirige para o interior do cilindro, na outra o escoamento é caracterizado pela propagação de ondas de pressão no interior do sistema.

Segundo Guimarães (2008), o intervalo de tempo em que cada pulso refletido retorna a válvula é representado pelo um ângulo de fase θ , correspondente ao deslocamento angular da biela durante o mesmo intervalo. Uma estimativa do tempo que o pulso de pressão leva para propagar-se da válvula até a entrada do conduto de admissão e retornar é dada por,

$$t = \frac{2L}{c} \quad [2.4]$$

onde L é o comprimento do conduto e c a velocidade do som nas condições locais do fluido.

As dimensões do conduto interferem no rendimento volumétrico não apenas pela sincronia entre as ondas de pressão e abertura da válvula, mas também pela velocidade do escoamento médio. Diâmetros pequenos de conduto resultam em velocidades elevadas e, assim, em perdas de carga maiores e densidade menor para o gás que entra na câmara. Por outro lado, em diâmetros maiores, a densidade do gás na entrada da câmara é mais alta, mas a inércia do escoamento é maior. A procura do ponto ótimo é um dos focos do projeto de sistemas de admissão de motores ACI (HEISLER, 1995).

2.2.2 Transferência de calor em sistemas de admissão

O aquecimento do ar ao longo do sistema de admissão de motores afeta também o seu rendimento volumétrico, bem como a produção de gases nocivos. De fato, sabe-se que o aumento da temperatura de admissão aumenta as taxas de reações químicas de combustão, elevando a quantidade de óxidos nítricos na descarga (BAUER *et al.*, 1998).

Aparentemente, pouco foi explorado sobre a influência da dinâmica do escoamento na transferência de calor em sistemas de admissão em motores ACI. Vários são os parâmetros que interferem na transferência de calor em sistemas de admissão: tipo de entrada do sistema de admissão, curvatura no duto de admissão, devido à indução de escoamento secundário, e pulsações de pressão. Em especial para o último parâmetro, existem momentos na qual a transferência de calor pode aumentar em função dos efeitos turbulentos adicionados pelo escoamento pulsante, mas não se sabe precisamente quando e nem como a turbulência influencia o fenômeno (BAUER *et al.*, 1998).

Bauer *et al.* (1998), analisaram experimentalmente geometrias de duto de admissão reto e curvo com fluxo de calor prescrito em condições de vazão constante e escoamento pulsante com vazão média equivalente à condição do regime estacionário. A saída do duto foi instrumentada com sensores de fluxo de calor de alta resposta (HFS), transdutores de pressão diferenciais (TPD) e transdutores de fio quente

(TFQ) e de fio frio (TFF) para medições transientes de velocidade e temperatura, respectivamente. A dinâmica do escoamento pulsante causou pouco impacto no valor do número de Nusselt, mas resultou maior do que o valor verificado para regime estacionário nas geometrias analisadas.

Com relação às medições transientes locais, Bauer *et al.* (1998) observaram oscilações de velocidades, temperatura e fluxo de calor na saída do duto durante o período em que a válvula permanece fechada, caracterizando a propagação de ondas de pressão no duto. Os autores concluíram que as flutuações de fluxo de calor estão presentes devido à contínua mudança da camada limite térmica junto às paredes induzida pelo escoamento pulsante. Ainda destacaram que a taxa de transferência de calor no período com a válvula fechada fornece praticamente a mesma contribuição observada durante o período em que válvula está aberta, sendo que o período desta última correspondente a apenas um quarto do período do ciclo completo.

2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SISTEMAS DE SUÇÃO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS

O estudo do superaquecimento em compressores é atrativo para a diminuição de suas perdas termodinâmicas, mas poucos são os trabalhos que tratam o assunto de maneira aprofundada. Shiva Prasad *et al.* (1998) aborda o superaquecimento de compressores herméticos de pequena dimensão, nos quais as temperaturas alcancem níveis elevados, incluindo uma revisão bibliográfica sobre técnicas de medição e de modelação numérica. Os autores apontam que a complexidade das medições de temperaturas e fluxos de calor *in situ* dificulta a validação de modelos numéricos.

Talvez um dos primeiros trabalhos a adotar um modelo numérico para simular sistemas de sucção de compressores domésticos seja o de Fagotti e Possamai (2000). Os autores indicaram que a simulação numérica é uma ferramenta essencial, com custo relativamente baixo se comparado à investigação experimental, podendo ser adotada para aumentar a eficiência de componentes de compressores, tais como a válvulas, cilindros de compressão, filtros e mancais.

O escoamento no sistema de sucção simulado por Fagotti e Possamai (2000) utilizou uma formulação transiente, considerando a abertura periódica da válvula de sucção. Um modelo de turbulência não

especificado pelos autores foi empregado para aumentar a eficiência volumétrica do compressor por meio de modificações da geometria do filtro de sucção. Nenhuma comparação com dados experimentais foi apresentada.

Nakano e Kinjo (2008), analisaram numericamente o escoamento transiente compressível no sistema de sucção de um compressor operando em 50Hz e usando R600a como fluido refrigerante. A Figura 2.1 apresenta a geometria adotada na análise e os resultados numéricos transientes para pressão no cilindro (linha preta) e temperatura em diferentes posições (linhas coloridas), obtidos pelos autores nas condições propostas. Um aumento 6°C da temperatura média entre a entrada e a saída do sistema de sucção foi estimado, concordando com a variação de 5,7°C medido no compressor. Nakano e Kinjo (2008) sugeriram que a transferência de calor por condução através da válvula de sucção, mantida aquecida pelo contato com o gás quente no cilindro de compressão, é a principal responsável pelo aquecimento do gás na câmara de sucção durante o período em que a válvula permanece fechada. No período em que a válvula está aberta, a temperatura média na câmara de sucção sofre uma redução abrupta, devido à expansão do gás.

Pereira *et al.* (2008) investigaram numericamente a transferência de calor em um *muffler* de um compressor alternativo a 60Hz operando com R134a, comparando os resultados obtidos com formulações tridimensional e bidimensional axissimétrica para caracterizar a geometria. Para o caso tridimensional, os autores também analisaram a influência em se adotar formulações de regime permanente e transiente sobre a previsão do escoamento. Os autores concluíram que o modelo tridimensional para regime permanente pode ser adotado para a solução do problema, mas deve-se desprezar a vazão pelo equalizador de pressão e purga de óleo a fim de evitar em superestimar a vazão. Além do mais, indicaram a importância da transferência de calor por condução na direção longitudinal da parede do duto interno conectado à câmara de sucção. O modelo bidimensional não pôde caracterizar bem a transferência de calor, devido à menor área da superfície do *muffler* que resultou na análise.

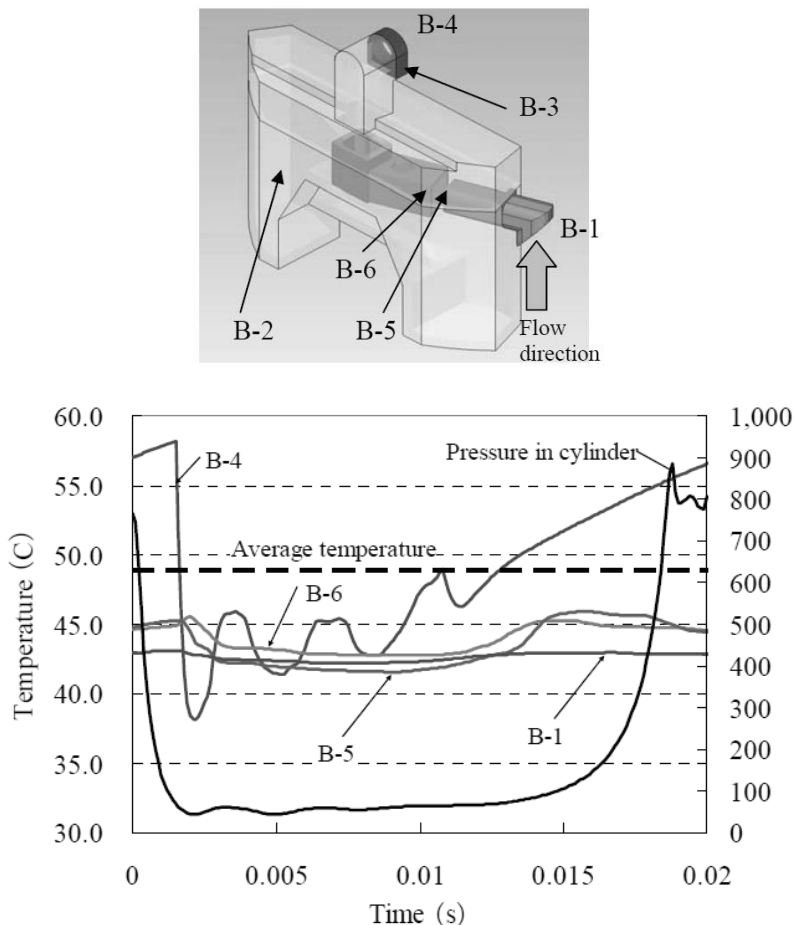


Figura 2.1. Resultados numéricos transientes para temperatura em diversos locais do sistema de sucção obtidos por Nakano e Kinjo (2008).

FONTE: Nakano e Kinjo (2008).

Trabalhos experimentais em sistemas de admissão são, na maior parte, direcionados a motores de combustão interna. Termopares, sensores de fluxo de calor, velocimentria laser-doppler e transdutores de pressão são as técnicas mais utilizadas para a obtenção de dados da transferência de calor e do escoamento. Mais recentemente, sondas de fio quente e fio frio foram empregados para avaliação de transientes de velocidade e temperatura na entrada da câmara de sucção de um compressor alternativo de refrigeração doméstica, operando a 60Hz e

com R134a como fluido refrigerante (MORRIESEN, 2009). Além disto, um transdutor piezoelétrico foi empregado para a medição da pressão instantânea na câmara de sucção e o movimento da válvula de sucção foi medido por meio de uma bobina magnética instalada na placa de válvulas do compressor.

As Figuras 2.2 e 2.3 apresentam as medições transientes obtidas em função do ângulo de manivela para a condição de saída do evaporador e saída do compressor de 23,3°C/54,4°C, respectivamente. A abertura da válvula ocorre aproximadamente em 240° do ângulo de manivela acompanhada da súbita queda de temperatura, devido à expansão do gás na câmara de compressão. Morriesen (2009) observou oscilações de velocidade e de temperatura quando a válvula está fechada devido à propagação de ondas de pressão no sistema de sucção. Um aumento de aproximadamente 3,5°C na temperatura do gás na câmara de sucção foi registrado durante o período em que a válvula permanece fechada, correspondendo a um intervalo de 9,4ms.

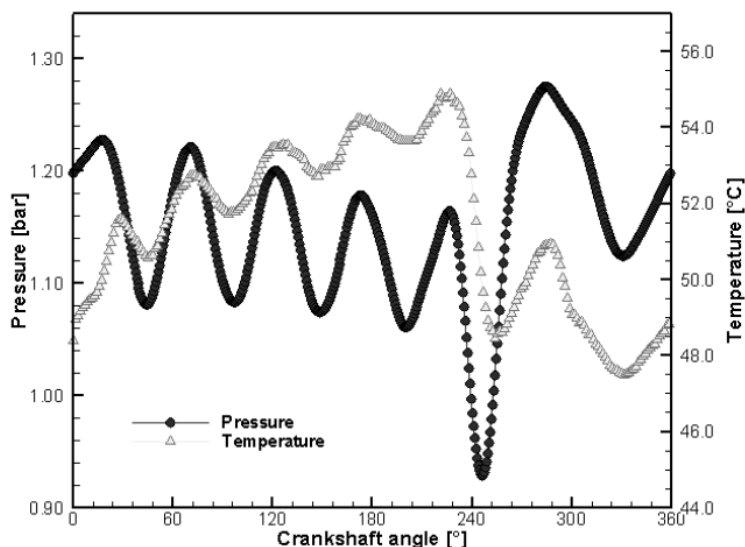


Figura 2.2. Transientes de pressão e temperatura local medidos na entrada da câmara de sucção para a condição – 23,3°C/54,4°C de Morriesen (2009).

FONTE: Morriesen (2009).

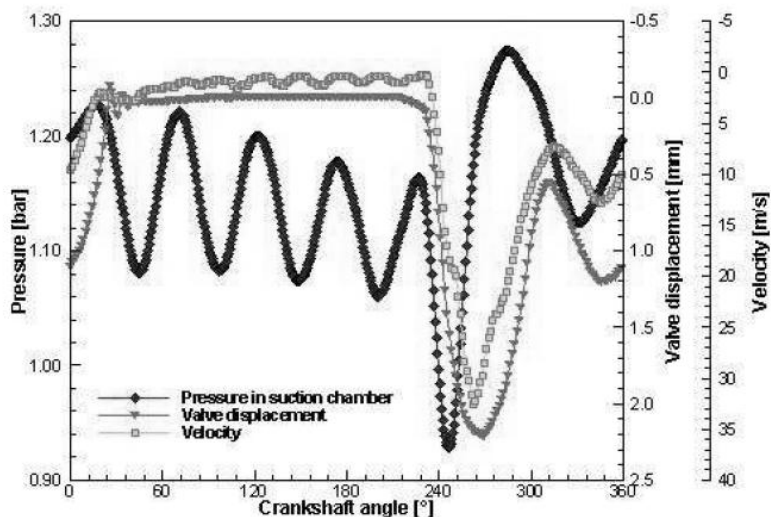


Figura 2.3. Transientes de pressão, movimento de válvula e velocidade local medidos para a condição – 23,3°C/54,4°C de Morriesen (2009).
 FONTE: Morriesen (2009).

Mais recentemente, Morriesen *et al.* (2011) simularam o escoamento pulsante no sistema de sucção investigado experimentalmente por Morriesen (2009), empregando as mesmas condições de contorno propostas por Pereira *et al.* (2008) e o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$. As Figuras 2.4 e 2.5 mostram a comparação entre resultados numéricos e experimentais para velocidade e temperatura na câmara de sucção ao longo do ciclo de compressão. De forma geral, existe uma boa concordância entre os resultados, embora haja uma diferença nítida entre as amplitudes das oscilações das duas quantidades. Morriesen *et al.* (2011) também compararam médias temporais do fluxo de calor nas paredes frontal e traseira do *muffler* obtidas de medições e do modelo, observando uma diferença em torno de 30%. Os autores propõem um estudo mais aprofundado da modelação de transferência de calor junto às paredes sólidas.

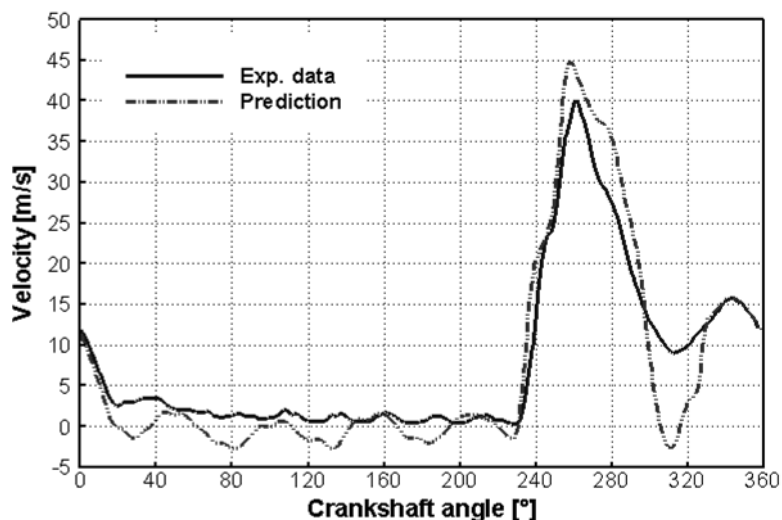


Figura 2.4. Comparação de dados instantâneos para velocidades avaliadas experimental e numericamente na entrada da câmara de sucção para a condição - 23.3°C/54.4°C de Morriesen *et al.* (2011).

FONTE: Morriesen *et al.* (2011).

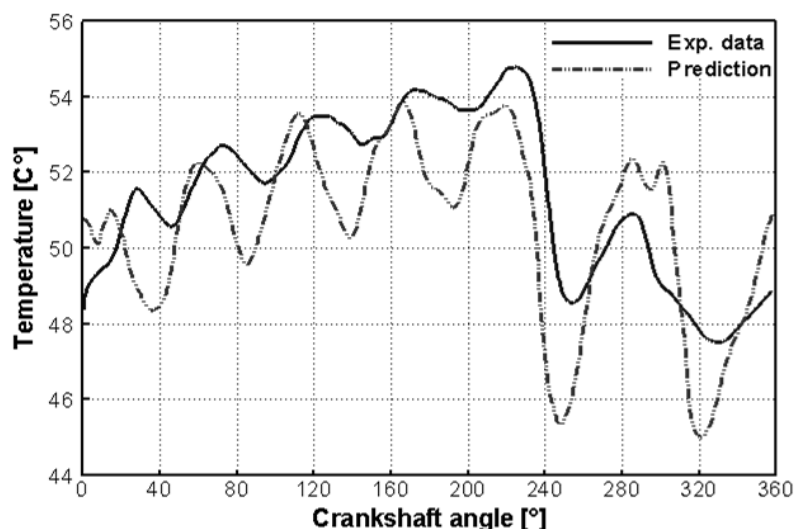


Figura 2.5. Comparação de dados instantâneos para temperaturas avaliadas experimental e numericamente na entrada da câmara de sucção para a condição - 23.3°C/54.4°C de Morriesen *et al.* (2011).

FONTE: Morriesen *et al.* (2011).

2.4 SÍNTESE DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A Tabela 2.1 apresenta um resumo das principais informações dos estudos encontrados na revisão bibliográfica sobre a transferência de calor em escoamentos pulsantes em sistemas de sucção. Como já mencionado, poucos trabalhos fazem uma análise detalhada do escoamento transiente em sistemas de sucção e a sua influência na transferência de calor foram encontrados.

Pôde-se notar que ainda existem lacunas no conhecimento da interação entre escoamento e transferência de calor em sistemas de sucção de máquinas alternativas, mesmo em estudos de geometrias mais simples como escoamentos pulsantes em dutos retos. Uma das razões para a falta de entendimento físico é a falta de dados experimentais, cuja obtenção é dificultada pela necessidade do uso de sensores de difícil operação e pelo espaço reduzido para as suas instalações. De fato, apenas dois estudos divulgaram resultados experimentais para transientes de temperatura e velocidade em sistemas de sucção em compressores alternativos.

Tabela 2.1. Trabalhos da revisão bibliográfica referentes a sistemas de sucção.

Trabalho	Tipo	Equipamento	Metodologia
Bauer <i>et al.</i> (1998)	Exp	MCI 16 a 50Hz, AR	AFQ, TFF, TPD, HFS
Fagotti e Possamai (2000)	Num.	Compressor -	CFD
Nakano e Kanjo (2008)	Num.	Compressor 50Hz, R600a	CFD
Pereira <i>et al.</i> (2008)	Num.	Compressor 60Hz, R134a	CFD
Morriesen (2009)	Exp.	Compressor 60Hz, R134a	AFQ, TFF, TPD
Morriesen <i>et al.</i> (2011)	Exp/Num.	Compressor 60Hz, R134a	Exp.: AFQ e TFF Num.: CFD

Simulações numéricas são também dificultadas pela geometria complexa do sistema de sucção e pelos regimes turbulento e pulsante do escoamento. As simulações numéricas de Nakano e Kanjo (2008) e Morriesen *et al.* (2011) previram um aumento significativo da temperatura média do gás na câmara de sucção durante o período em que a válvula está fechada, conforme observado experimentalmente por Bauer *et al.* (1998) e Morriesen (2009). No entanto, conforme indicado por Morriesen *et al.* (2011), existe ainda uma diferença significativa entre resultados numéricos e experimentais da transferência de calor nas paredes do sistema de sucção, provavelmente por uma modelagem não adequada do escoamento junto às mesmas.

Apesar de que muitas vezes os detalhes dos estudos encontrados na literatura não sejam claramente disponibilizados, aparentemente todos adotam funções paredes para a modelagem do escoamento. Além disto, nenhuma informação foi obtida em relação a testes de refino de malha para verificação de erros de truncamento.

Considerando os aspectos supracitados, os seguintes objetivos específicos foram definidos para o presente trabalho:

- i. Aumentar o banco de dados experimentais no que diz respeito a medições transientes em escoamentos pulsantes. Para isto um compressor de uso em refrigeração comercial foi selecionado, cuja vazão e dimensões geométricas são bem maiores do que aquelas do compressor de refrigeração doméstica adotado por Morriesen (2009);
- ii. Desenvolvimento de uma geometria simplificada de sistema de sucção para a análise da transferência de calor em escoamentos pulsantes. Esta simplificação geométrica é vantajosa, pois os resultados da investigação serão também úteis em estudos mais fundamentais da transferência de calor em escoamentos transientes;
- iii. Medições de transientes de temperatura, velocidade e pressão no sistema de sucção simplificado, de forma a caracterizar a dinâmica do escoamento e auxiliar a validação de modelos numéricos;
- iv. Simulação da transferência de calor no escoamento pulsante em sistema de sucção de compressores alternativos de refrigeração,

com especial atenção ao tratamento de parede e erros de truncamento;

- v. Maior entendimento da influência do escoamento pulsante sobre a transferência de calor em sistema de sucção, discriminando as contribuições de cada segmento do sistema sobre o superaquecimento.

3 APARATO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo tem o propósito de descrever a bancada e o procedimento experimental utilizados para as medições de parâmetros de desempenho global do compressor, bem como transientes de velocidade, temperatura e pressão no sistema de sucção.

Inicialmente será descrita a sessão de testes utilizada nos experimentos - o sistema de sucção – e o compressor da qual esta faz parte. Conhecido o foco das medições experimentais, parte-se então para uma breve explanação do que se deseja mensurar e/ou controlar. Por último, são detalhadas a bancada experimental e as metodologias de medição.

3.1 O COMPRESSOR E O SISTEMA DE SUCÇÃO

O compressor utilizado nos testes é fabricado na EMBRACO, sendo referenciado pelo modelo número NJ9232GK. A família NJ é voltada para o setor de refrigeração comercial (e.g., câmaras frigoríficas, expositores refrigerados de pequeno e médio porte, equipamentos para supermercados) com ampla faixa de aplicação (LBP, MBP e HBP), exigindo um motor elétrico de maior potência em comparação com os encontrados em refrigeradores domésticos (tipicamente 0,25HP). A Figura 3.1 apresenta uma imagem do compressor NJ9232GK e algumas das suas principais características.

Como pode ser observado na Figura 3.2, a admissão de gás no compressor NJ9232GK ocorre de forma indireta, ou seja, o gás entra no compressor deixando o passador de sucção, ocupando em seguida todo o volume interno da carcaça antes de ser admitido pelo sistema de sucção. Tal configuração é necessária na aplicação de refrigeração comercial para garantir que o fluido refrigerante entre no cilindro de compressão no estado superaquecido pelo seu contato com as partes quentes do compressor antes de sua entrada no sistema de sucção e também para o resfriamento do motor.

No projeto original usado na linha de produção, o sistema de sucção (em detalhe na Figura 3.2) é composto por três dutos retos verticais de admissão, dois volumes internos interconectados por três dutos inclinados e um duto reto vertical de saída que dá acesso a câmara de sucção. A câmara de compressão encontra-se na região inferior do

compressor, totalmente imersa no óleo lubrificante do cárter (não representado na figura). O eixo do motor elétrico encontra-se na vertical, transverso ao eixo principal do cilindro de compressão. O sistema de descarga também fica imerso óleo. Um duto vertical conduz o gás pressurizado para a linha de descarga.



Fluido Refrigerante: R404A
Motor de 1,5HP
Aplicação MBP ($T_{\text{evap}} 7,2^{\circ}\text{C}$ / $T_{\text{cond}} 54,4^{\circ}\text{C}$)
Capacidade de refrigeração: 4827W

Figura 3.1. Imagem externa do compressor EMBRACO NJ9232GK e as suas principais características.

FONTE: EMBRACO (2010).

A tampa do cilindro de compressão (Figura 3.3) comporta a câmara de sucção e a câmara de descarga. Apenas uma parede sem isolamento térmico separa as câmaras, contribuindo para o superaquecimento do fluido na câmara de sucção.

A escolha específica do compressor NJ9232GK comercial se deu por três razões principais: i) possibilidade de se modificar a geometria da carcaça do compressor para acomodar o *muffler* cilíndrico; ii) maior facilidade para a instrumentação em comparação com compressores de refrigeração doméstica; iii) disponibilidade do compressor no início do estudo.

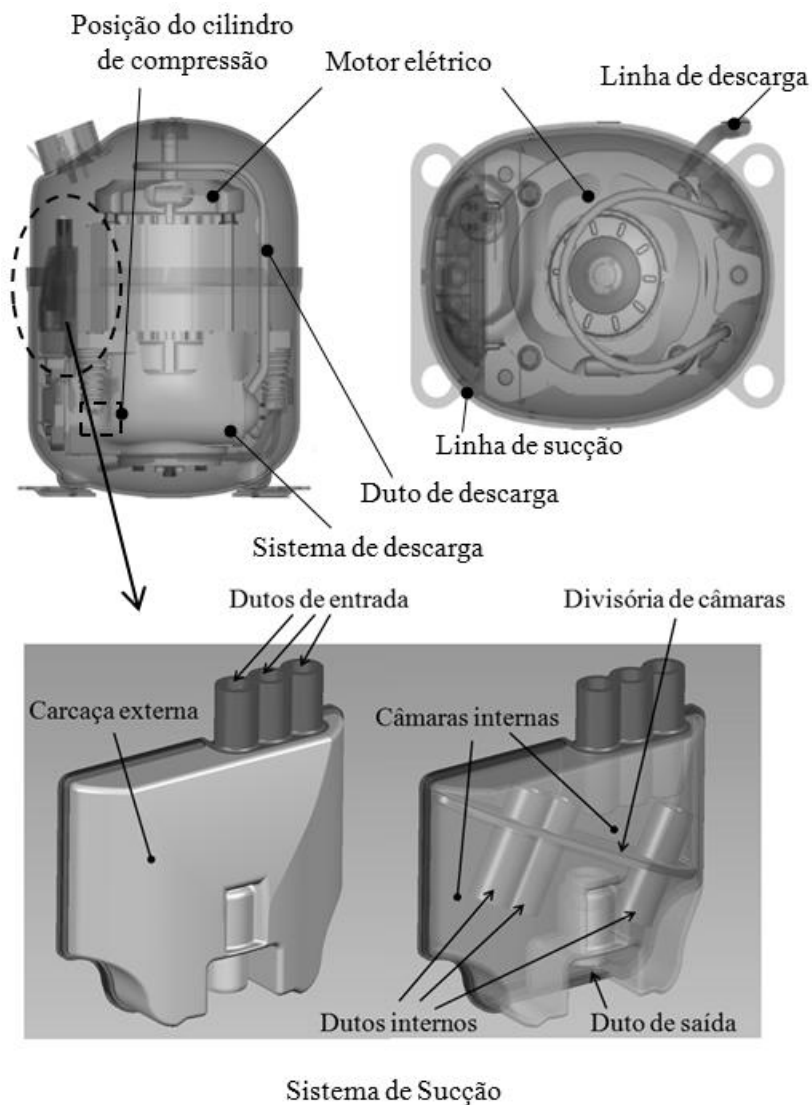


Figura 3.2. Partes internas do compressor NJ9232GK e o sistema de sucção em destaque.

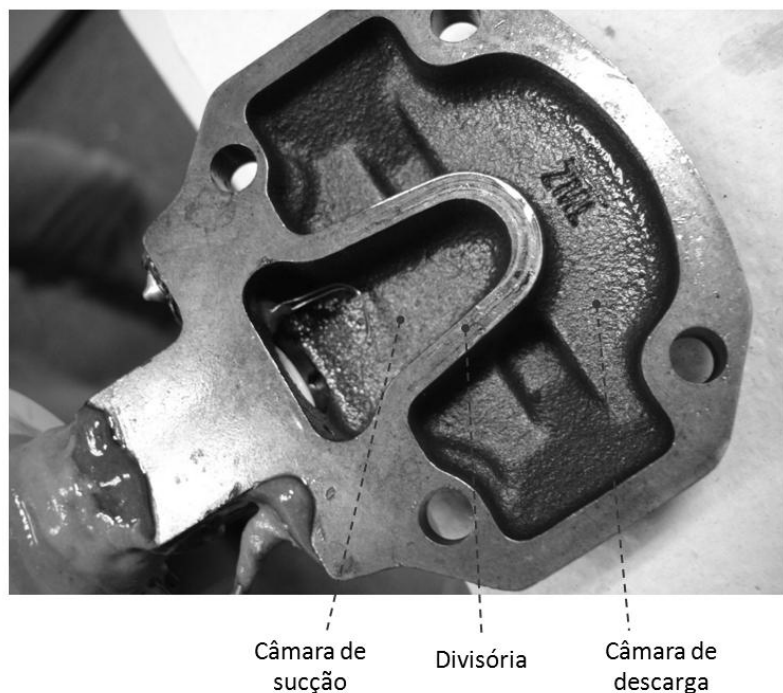


Figura 3.3. Tampa do cilindro de compressão e suas partes.

3.1.1 O sistema de sucção simplificado

Praticamente todos os trabalhos na literatura foram realizados para compressores de refrigeração doméstica com o foco de maximizar a eficiência energética. No presente estudo busca-se alcançar um entendimento mais fundamental da dinâmica do sistema de sucção em diferentes condições de operação. Com este objetivo, procedeu-se a substituição do sistema de sucção original do compressor por um sistema com geometria simplificada.

Conforme mostra a Figura 3.4, a geometria simplificada consiste de um duto reto de entrada, um volume intermediário, para atenuação de pulsações do escoamento, e um duto reto de saída, este último conectado à câmara de sucção. As dimensões internas dos dutos retos e do volume intermediário são indicadas na Tabela 3.1. Daqui em diante se denominará o *muffler* de sucção simplificado de *muffler cilíndrico*.

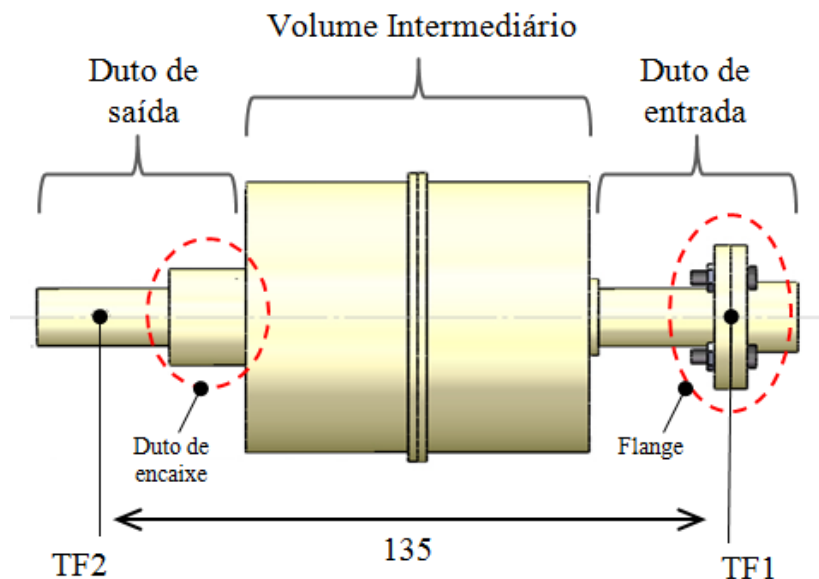


Figura 3.4. *Mufler* cilíndrico e as posições de medição dos transdutores de fio (TF). Cotas em milímetros.

Tabela 3.1. Dimensões internas do *mufler* cilíndrico.

	Comprimento [mm]	Diâmetro [mm]
Duto de entrada	47	10
Volume Intermediário	70	54,3
Duto de saída	47	10

As dimensões internas da geometria (Tabela 3.1) foram baseadas nos volumes internos do sistema original, mantendo-se a mesma espessura de parede de 1,2mm. Nota-se que o duto de entrada apresenta um flange fixado por parafusos e o duto de saída apresenta um duto de encaixe, cujas funções serão explicadas na sessão 3.4. O material utilizado para a fabricação do conjunto é o mesmo do sistema original, consistindo em Poli-Tereftalato de Butileno – PBT – reforçado com fibras de vidro, especificado para uso em ambientes na presença de óleos lubrificantes e fluidos refrigerantes. Além disto, o PBT possui

baixa condutividade térmica (menor que 1W/mK), uma característica adequada para a aplicação.

É importante destacar que a modificação da geometria não foi projetada de forma a representar o escoamento do sistema original nas diversas condições de operação do compressor, mas sim para investigar a influência das pulsações no escoamento na transferência de calor. Além disto, os dados gerados na investigação dessa geometria simplificada poderão ser facilmente adotados como auxílio em outros estudos. De fato, em se tratando de escoamentos pulsantes em geometrias de revolução, nenhuma investigação experimental ou numérica foi encontrada para a condição de escoamento turbulento com transferência de calor dentro do conhecimento do autor.

3.1.2 Medições de interesse no sistema de sucção

Como verificado na revisão bibliográfica, o uso de metodologias de medições concomitantes de velocidade e temperatura em escoamentos pulsantes foram pouco exploradas. Dentro do conhecimento do autor, os dois únicos trabalhos que realizaram tais medições (BAUER *et. al*, 1998; MORRIESEN, 2008) utilizaram sensores de fio quente e fio frio. Bauer *et. al* (1998) ainda adotou um transdutor de calor para medições temporais da transferência de calor em superfícies.

Tendo em vista o cenário acima, este trabalho também considera medições de transientes de velocidade e temperatura, usando sensores de fio quente e fio frio. No entanto, diferentemente dos outros estudos que fizeram medições apenas na câmara de sucção, medições serão também realizadas na entrada do sistema de sucção. A disposição dos dois sensores é simétrica em relação à câmara de expansão do *muffler* cilíndrico distanciados de 135mm, como indicado na Figura 3.4. Além disto, as pulsações de pressão serão monitoras em ambas as posições por meio de transdutores de pressão piezelétricos.

É de interesse também obter medições médias temporais da temperatura em pontos específicos da superfície do *muffler* cilíndrico, a fim de caracterizar termicamente o sistema de sucção em diferentes condições de operação e a sua interação com os demais componentes do compressor. O uso de termopares é suficiente para este objetivo.

3.1.3 Controle e medições de interesse do compressor

O controle das condições de operação do compressor é feito por meio da imposição das pressões das linhas de sucção e descarga que representam as temperaturas de evaporação e condensação. O monitoramento é feito por meio de transdutores de pressão absolutos instalados nas linhas de sucção e descarga externamente ao compressor. A condição desejada é ajustada por meio de válvulas.

Para cada condição de operação, variáveis globais podem ser mensuradas quando compressor atinge o regime periódico, tais como fluxo de massa, consumo de energia e frequência de rotação. Controles secundários, como o monitoramento das temperaturas da linha de sucção e do ambiente, também são necessárias para estabelecer cada uma das condições térmica de operação. Finalmente, medições de temperaturas são feitas em diversos pontos do compressor.

3.1.4 Adaptações da carcaça do compressor

Para permitir o acesso aos transdutores por meio de fiações elétricas e a remoção do kit do compressor do interior da carcaça para a devida instrumentação, a carcaça é bipartida unida por um flange composto por 37 furos igualmente espaçados, através dos quais são inseridos parafusos M6. A vedação da carcaça somente é garantida acomodando-se duas juntas emborrachadas com o mesmo formato do flange. A necessidade de um par de juntas é para garantir que não haja a deterioração das fiações que passam entre elas e que sofram com a pressão de aperto dos parafusos. A Figura 3.5 apresenta as adaptações da carcaça.

Os passadores de sucção, de descarga e de processo por onde o fluido entra ou sai do compressor estão indicadas na Figura 3.5. Conexões do tipo engate-rápido macho, não representados na figura, foram instalados em cada passador para facilitar a montagem do compressor com o restante das tubulações da bancada.

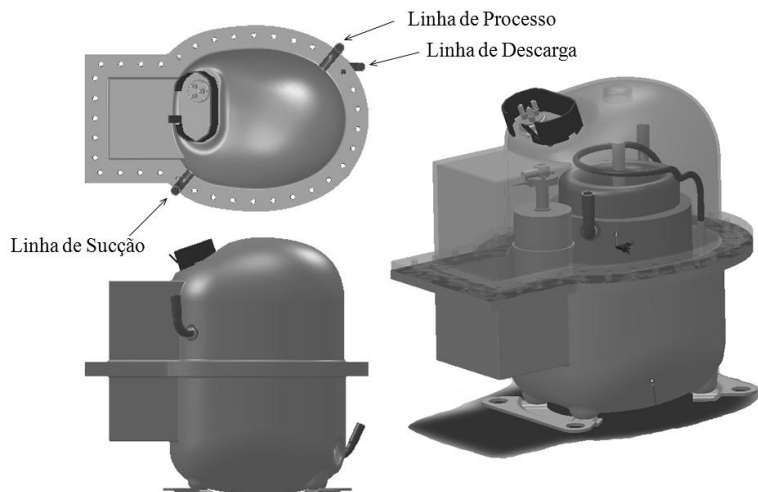


Figura 3.5. Vistas da carcaça modificada.

A geometria do *muffler* cilíndrico necessita de um espaço maior para instalação em relação ao sistema original, apesar de ambos terem aproximadamente o mesmo volume interno. Além disto, a inserção dos diversos transdutores também requer espaço adicional. Assim, na região onde o sistema de sucção acomoda-se, lateralmente ao motor elétrico, fez-se uma extensão retangular de forma a cobrir a área projetada do *muffler* cilíndrico. A altura de início dessa extensão em relação aos apoios do compressor foi ajustada de forma que não haja alteração do nível de óleo, caso contrário poderia comprometer a lubrificação das partes móveis. O comprimento da extensão deve ser também o suficiente para que as fiações dos transdutores externos ao sistema de sucção não sejam forçadas contra a carcaça.

3.2 CALORÍMETRO

Naturalmente o compressor poderia ser testado com os equipamentos nas condições reais de operação, ou seja, em um ciclo fechado comunicado com os trocadores de calor de evaporação e condensação e o dispositivo de expansão do gás recirculante. No entanto, o controle desse sistema completo é difícil, pois envolve não

somente as variáveis de controle do compressor, como também as variáveis de controle do evaporador e do condensador.

Para facilitar o teste do compressor em condições representativas de um sistema de refrigeração, adota-se uma bancada calorimétrica de ciclo quente, a qual opera de acordo com o ciclo termodinâmico (1-2-d-i1-i2-s-1) representado no diagrama p-h da Figura 3.6, sobreposto ao ciclo de refrigeração convencional (1-2-3-4-1). A adoção desse ciclo segue a norma ISO 917 que estabelece as condições de testes para compressores de refrigeração em bancada calorimétrica.

No ciclo quente o fluido refrigerante passa por cinco estados principais sempre na região de gás superaquecido. Além disto, diferentemente do ciclo convencional, adota-se uma pressão intermediária, P_I , entre as pressões de evaporação, P_E , e condensação, P_C . A configuração possibilita um maior controle da condição de teste do compressor já que as perturbações na linha de descarga e sucção são atenuadas na linha intermediária, onde um reservatório de fluido é normalmente instalado.

Após deixar o compressor na pressão P_C (estado 2 da Figura 3.6), o fluido é conduzido em direção à válvula de descarga. Como o fluido sai do compressor a uma temperatura maior que o ambiente externo, naturalmente este perde energia na forma de calor, chegando na válvula de descarga no estado d . Ao deixar a válvula de descarga no estado $i1$, o fluido na pressão P_I , perde energia novamente para o ambiente, chegando ao estado $i2$ na entrada do dispositivo de expansão. Do estado s na pressão P_E , gás é então aquecido de forma a alcançar o estado 1 na temperatura de entrada do compressor. Por último, o compressor comprime o gás novamente para o estado inicial 2, fechando o ciclo.

A bancada a qual comporta o compressor e permite controlá-lo na condição desejada segundo um ciclo-quente é a bancada calorimétrica, ou simplesmente calorímetro. Este apresenta uma configuração específica e agrega uma série de dispositivos que serão abordados a seguir.

Finalmente, na parte direita inferior, encontra-se o monitor do microcomputador de controle do calorímetro.



Figura 3.7. Visão frontal do calorímetro usado para testes.

Na parte traseira do calorímetro, na Figura 3.8, a primeira porta à esquerda dá acesso ao painel de controle, enquanto outras duas portas permitem o acesso ao circuito do fluido refrigerante (em detalhe na figura). Embora não mostrado nas Figuras 3.7 e 3.8, um trocador de calor casco-tubo primário é montado na parte superior do calorímetro para o aquecimento inicial do fluido na linha de sucção.



Figura 3.8. Visão traseira do calorímetro. Detalhe para o circuito do fluido.

O circuito completo do calorímetro é esquematizado na Figura 3.9, podendo ser subdividido em três linhas principais com o fluido refrigerante em níveis distintos de pressão (descarga, intermediária e sucção) e três linhas secundárias (processo, ventilação e *chiller*), indicadas por meio de linhas de cores específicas.

O compressor *C* é alojado no box e é conectado ao sistema por mangueiras de engate-rápido tipo fêmea a três linhas do circuito: sucção, descarga e processo. Cada mangueira apresenta uma válvula de bloqueio independente (VBS, VBD e VBP), permitindo a remoção do compressor sem que haja perda total de carga de refrigerante do sistema.

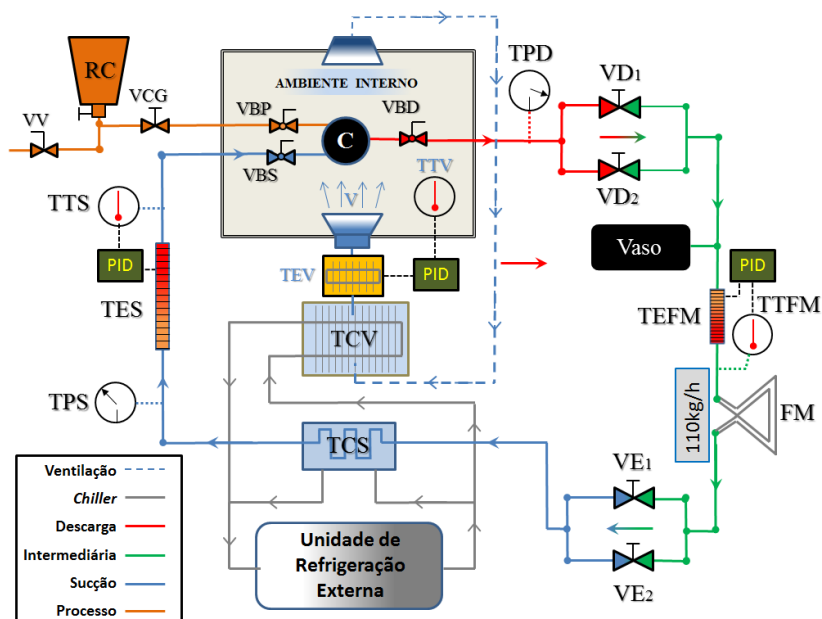


Figura 3.9. Esquema simplificado do circuito de fluido no calorímetro.

Logo após a linha de descarga deixar o ambiente controlado, uma tomada de pressão é feita por um transdutor de pressão monométrico (TPD) e, em seguida, duas válvulas de controle de descarga (VD1 e VD2) são dispostas em paralelo. O uso dessa configuração é vantajoso para um controle fino da pressão de descarga, pois cada válvula apresenta coeficientes de escoamento distintos.

Ao deixar o par de válvulas de descarga, o fluido, agora na linha de pressão intermediária, é exposto a um reservatório de gás (vaso) que permite atenuar flutuações de pressão do sistema. Um traço elétrico de fibra cerâmica de 200W de potência (TEFM), enrolado em um trecho da linha intermediária e controlado por um PID, aquece o fluido antes do mesmo entrar no medidor de fluxo de massa (FM), cuja temperatura é monitorada pelo transdutor TTFM. O aquecimento neste ponto apresenta duas funcionalidades: garantir que o fluido encontre-se em um estado monofásico antes da medição de sua vazão e propiciar a manutenção da pressão intermediária.

Deixando o medidor de fluxo de massa, o gás é expandido para a pressão de sucção por um par de válvulas de expansão (VE1 e VE2)

dispostas em paralelo. O gás percorre a linha de sucção dirigindo-se ao trocador de calor tipo casca e tubo (TCS) onde sofre um aquecimento primário. Em seguida, a pressão de sucção é medida pelo transdutor de pressão manométrico (TPS) antes de passar pelo traço elétrico de silicone de 150W enrolado externamente ao duto (TES), permitindo que a temperatura desejada na entrada do compressor seja alcançada. Esta temperatura é monitorada pelo transdutor TTS e controlada por um PID.

Um ventilador (V) é empregado para estabelecer uma corrente de ar sobre o compressor no interior do box, conforme estabelecido em norma. O ar que circula dentro do box não é rejeitado externamente, mas sim retomado em circuito fechado na linha de ventilação em direção a um trocador de calor tubo aletado (TCV). O monitoramento da temperatura do ambiente é feito pelo transdutor TTV suspenso internamente no ambiente. O controle fino da temperatura é feito por um conjunto de traço elétrico tubo aletado (TEV) de 1500W e o PID correspondente.

A linha de *Chiller* corresponde à condução de água refrigerada por uma unidade de refrigeração de 21000BTU de capacidade de refrigeração, responsável pelo aumento da temperatura dos fluidos em linhas cruzadas nos trocadores de calor TCS e TCV. A unidade localiza-se externamente a sala onde o calorímetro está instalado.

A carga de refrigerante no sistema é fornecida pelo reservatório de carga (RC) na linha de processo, através da abertura da válvula de controle VCG. Na mesma linha é possível conectar uma bomba de vácuo para garantir que o sistema esteja livre de ar após ter sido aberto ao ambiente externo por meio da válvula VV. Quando o sistema está com a carga de fluido refrigerante e deseja-se retirar apenas o compressor C, fecham-se as válvulas VBS e VBD. Ao se reconectar o compressor ao sistema, previamente se faz vácuo apenas na linha de processo conectada ao compressor, mantendo-se as válvulas VBS e VBD fechadas e as válvulas VV, VCG e VBP abertas. Ao se atingir a condição de vácuo desejada, fecha-se apenas a válvula VV e pode-se prosseguir com uma carga primária no compressor com as válvulas do reservatório de carga e VCG abertas antes das aberturas das válvulas de bloqueio VBS e VBD, mediante o fechamento da válvula VCG.

3.2.2 Componentes de controle e medição do calorímetro

Os medidores de pressão do calorímetro esquematizado da Figura 3.9 são transdutores de pressão manométricos do tipo diafragma da empresa WIKA, modelo P10. O transdutor da linha de sucção possui uma faixa de pressão de 0 a 60bar, enquanto que a faixa de operação do transdutor da descarga de -1 a 160bar com uma incerteza de 0,1% no valor da faixa de operação (+/-0,16 e +/-0,06bar, respectivamente). A incerteza inclui erros de não linearidade do sinal e histerese. Sendo os transdutores manométricos, a pressão atmosférica é adotada como referência.

Os medidores de temperatura TTS, TTV e TTFM da Figura 3.9 são ambos transdutores PT100 classe A de 4 fios. Os sinais dos transdutores são passados para as unidades controladoras PIV da EUROTHERM modelo 2216e, o qual controla a potência dissipada pelos traços elétricos TES, TEV e TEFM.

O medidor de fluxo de massa FM é do tipo *coriollis*, modelo CFM025 da MICROMOTION. Sua acurácia é de 0,35% do valor registrado com repetibilidade de 0,25% dentro da faixa de medição dos testes.

Para medição da potência consumida pelo compressor usou-se um wattímetro digital da YOKOGAWA modelo WT230. O fabricante garante um erro de até 0,1% no sinal lido dentro da faixa de frequências de alimentação 45 a 66Hz.

Todos os equipamentos do calorímetro são comunicados com o computador principal por meio de um sistema de aquisição específico, aparte do sistema de aquisição para as medições específicas no compressor descrito na seção a seguir. A leitura e o controle das variáveis são realizados através de uma interface gráfica de um programa computacional desenvolvido pela DACSYS.

3.3 MEDIÇÕES ESPECÍFICAS NO COMPRESSOR

Além das medições necessárias para a operação do calorímetro, outras medições foram realizadas internamente no compressor, tais como transientes de temperatura, velocidade e pressão no *muffler* de sucção e temperatura em superfícies sólidas. O objetivo desta seção é detalhar a instrumentação e o procedimento adotados para essas

medições. Na seção 3.4 serão especificados os posicionamentos e as adaptações feitas para o uso dos sensores.

3.3.1 Sistema de aquisição

O sistema de aquisição é formado pelo conjunto de equipamentos responsáveis pela leitura, condicionamento quando necessário e envio de sinais elétricos dos sensores para o computador. No computador, os sinais digitalizados são pré-processados para o monitoramento via uma interface gráfica desenvolvida no LabVIEW (LABVIEW, 2007).

Os equipamentos utilizados para aquisição de sinais especificamente do compressor são todos de fabricação da National Instruments (NI). Os sinais fornecidos pelos sensores são enviados por meio de fiações e comunicados fisicamente a blocos conectores, nos quais estão conectados a módulos de condicionamento de sinais quando necessário. Os sinais são então digitalizados na placa da aquisição instalada em um computador.

A placa de aquisição utilizada é a PCI-6251 com resolução de 16bits e 16 canais de entrada tipo *single-ended*, ou 8 diferenciais, fornecendo uma taxa de aquisição máxima de 1,25MHz. A especificação completa da placa se encontra na Tabela 3.2.

Tabela 3.2. Especificações da placa de aquisição – PCI-6251

Número de canais de entrada analógicos	16 <i>single-ended</i> ou 8 diferenciais
Resolução	16bits
Taxa de aquisição máxima	1,25MHz para um canal e 1MHz para multicanais
Faixa de medição	(-10 a 10V)
Precisão mínima	0,00192V
Sensibilidade mínima	0,000112V

Conectada à placa de aquisição, o *chassi* principal SCXI-1000 (item 1 da Figura 3.10) dispõe até 4 pares de módulos e blocos conectores para a leitura dos sinais com baixo nível de ruído. A leitura de sinais que não necessitam de pré-processamento é realizada com o bloco conector SCXI 1302 que possui 50 canais de entrada, conectado

diretamente à placa de aquisição (*feedthrough*) por meio da extensão modular SCXI-1180.

O sinal de termopar necessita pré-condicionamento e, para tal, usou-se o bloco conector SCXI-1303, específico para leitura dos sinais de juntas frias de termopares, sendo conectado ao módulo condicionador SCXI-1102 de 32 canais. A temperatura da junta fria dos termopares é medida por um termistor de alta precisão com incerteza de $0,5^{\circ}\text{C}$ e repetibilidade de $0,2^{\circ}\text{C}$ para uma temperatura ambiente na faixa de 15 a 35°C . A incerteza já considera o erro inerente do termistor e a diferença de temperatura entre o terminal do termopar e o termistor. Uma condição próxima à isotérmica entre o termistor e o terminal do termopar é garantida pelo projeto do circuito elétrico do bloco conector montado em uma placa de cobre.



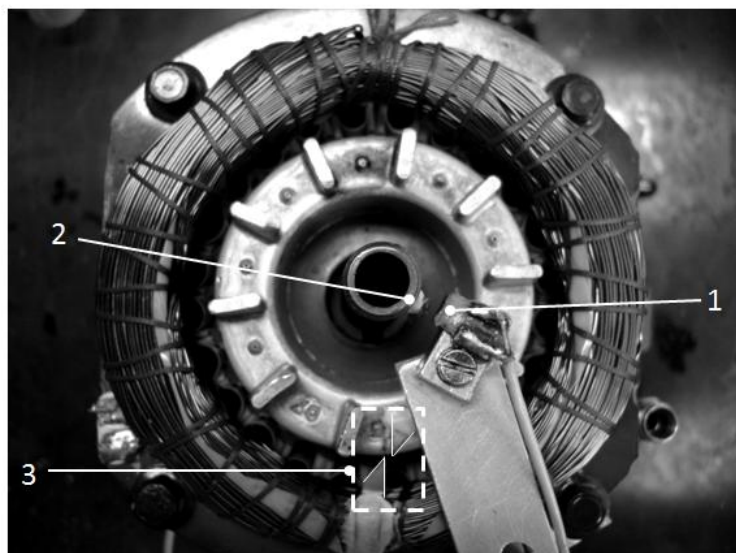
- 1 - Chassi SCXI-1000 e blocos conectores
- 2 - Condicionador de sinal do movimento de válvula
- 3 - Condicionador de sinal do ângulo de manivela

Figura 3.10. Equipamentos de aquisição e condicionamento de sinais.

3.3.2 Sensor de posicionamento do pistão

O conhecimento do posicionamento do pistão e do ângulo de manivela correspondente é necessário para se obter a velocidade de rotação do compressor e, principalmente, sincronização dos sinais de medições instantâneas de interesse.

O sensor de posicionamento é formado pelo par ímã permanente e bobina esmaltada de cobre (Figura 3.11). O ímã é fixado no eixo do motor elétrico em rotação, enquanto a bobina é instalada em alguma posição fixa do estator de forma que uma corrente é induzida toda vez que o ímã passa perpendicularmente ao eixo da bobina. A corrente induzida na forma de pulso na bobina ocorre pelo fenômeno da indução magnética, ou seja, passagem do campo magnético do ímã permanente (força eletromotriz) na bobina estática. A corrente é processada por um condicionador de sinal, na qual é convertida em tensão e é amplificado.



- 1 - Bobina
- 2 - Ímã permanente
- 3 - Setas de referência

Figura 3.11. Localização da bobina, do ímã permanente e das setas de referência.

A simples passagem do imã pela bobina não é suficiente para indicar a posição do pistão. Assim, define-se como referência a posição do meio curso do pistão no seu movimento descendente. A referência são duas setas alinhadas de alumínio, sendo uma fixada no eixo do motor e outra em qualquer posição fixa do estator, como pode ser visto na Figura 3.11.

O ângulo instantâneo $\theta(t)$ é calculado considerando que a velocidade angular ω de rotação da manivela é constante ao longo de um ciclo,

$$\theta(t) = \omega t \quad [3.1]$$

onde $\omega = 2\pi/T$ é a velocidade angular baseada no período de um ciclo. O instante de tempo t corresponde ao instante de tempo de aquisição.

A posição axial do pistão x_p em função do ângulo de manivela é fornecida pela equação do seu movimento alternativo (MATOS, 2002),

$$x_p(\theta) = d_{PMI} + d_{PMS}\{[\tilde{L}_b^2 - (L_m \sin\theta - d_r)^2]^{1/2} - L_m \cos\theta\} \quad [3.2]$$

onde,

x_p – posição instantânea do pistão;

d_{PMI} – distância do pistão no ponto morto inferior a placa de válvulas;

d_{PMS} - distância do pistão no ponto morto superior a placa de válvulas;

L_b - comprimento da biela;

L_m - comprimento da manivela;

d_r - reversibilidade, distância entre eixo da manivela e o eixo do pistão;

θ – ângulo de manivela.

Introduzindo-se o ângulo correspondente ao acionamento do sensor (meio curso do pistão) calculado pela Equação [3.2] na Equação [3.1] obtém-se o ângulo de manivela correspondente a cada instante de tempo como desejado.

A Equação [3.1] considera um movimento contínuo do pistão e ainda períodos de compressão e expansão de gás idênticos. Na realidade, o tempo de compressão é maior que o de expansão, já que gás

aprisionado na câmara de compressão demanda um maior trabalho do motor, tornando o processo de compressão mais lento que o de expansão.

Para a calibração do sensor são usados um osciloscópio, uma lâmpada estroboscópica e o condicionador do sinal da bobina (item 3 da Figura 3.10), este último composto por um amplificador regulável do sinal de entrada e uma eletrônica que sincroniza o momento da inversão do sinal da bobina com o pulso acionador da lâmpada. A lâmpada é posicionada em cima da seta fixa. Regula-se manualmente a posição da bobina em relação o percurso descrito pelo movimento do imã de forma que, com o compressor ligado, as setas apareçam alinhadas com a iluminação da lâmpada estroboscópica.

3.3.3 Medição da pressão dinâmica

A pulsação de pressão nas posições desejadas são medidas com transdutores de pressão diferencial (TPD) do tipo piezelétrico. Estes transdutores são compostos por materiais feitos normalmente por cristais de quartzo sensíveis a variações de força na superfície de exposição. O material atua como um capacitor, já que é carregado eletricamente pela atuação de forças dinâmicas, apresentando uma excelente resposta linear cuja carga é medida em picocoulombs - pC.

Nos testes foi usado o transdutor da empresa KISTLER modelo 601A (Figura 3.12a), específico para medições de pressão dinâmica em espaços restritos devido às suas pequenas dimensões. Sua sensibilidade padrão é de 16pC/bar, suporta uma pressão absoluta de até 250bar com variações dinâmicas de até 150kHz em ambientes cuja temperatura de operação esteja entre -196 e 200°C. Cada sensor apresenta uma calibração de fábrica própria da sensibilidade de carga do sensor para diferentes faixas de pressão de operação. A linearidade do sinal de carga tem um desvio médio de 0,5%.

O sinal em capacitância do transdutor piezelétrico é tratado pelo condicionador da própria KISTLER, modelo 5018A (Figura 3.12b), o qual converte o sinal de carga em um sinal amplificado de saída em tensão. O condicionador apresenta um erro de medição menor do que 0,6% para sinais de carga abaixo de 100pC e 0,3% para sinais acima de 100pC com uma seleção de filtros passa-baixa para a atenuação de ruído de alta frequência.

Como o material piezelétrico é insensível à aplicação de uma força estática, seu sinal dinâmico precisa ser referenciado com um segundo dispositivo que meça a pressão absoluta local. Assim, transdutores de pressão diafragma foram adotados nos testes nas mesmas localidades dos TPD's para esta finalidade.

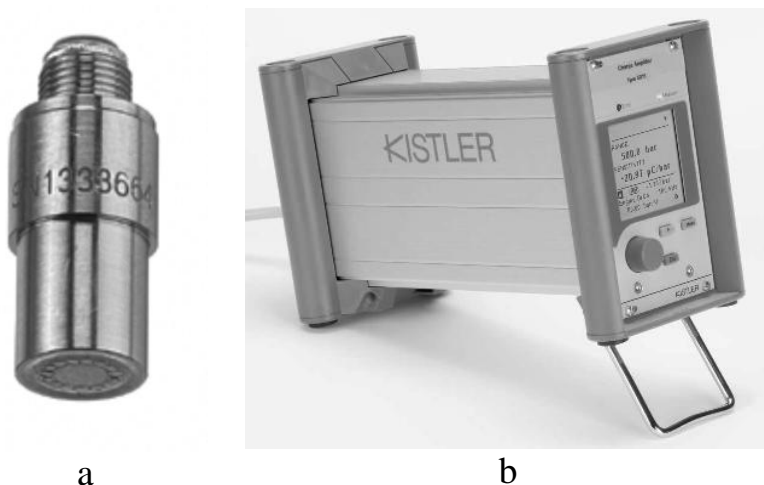


Figura 3.12. Imagens do sensor piezelétrico KISTLER 601 (a) e o condicionador de sinal KISTLER 5018A (b).

3.3.4 Medição dinâmica de deslocamento da válvula de sucção

A análise do deslocamento da válvula de sucção permite determinar o início e o término da sucção de gás para o cilindro de compressão. As válvulas automáticas do compressor em estudo são finas, flexíveis e feitas de algum aço de alta durabilidade à fadiga, já que estas estão sujeitas a inúmeros ciclos de fechamento e abertura durante toda a vida do compressor.

O sensor usado para a medição do deslocamento da válvula é uma bobina de cobre esmaltada, instalada no assento abaixo da válvula de sucção. A bobina é alimentada por uma corrente constante e quando a válvula se afasta da mesma, ocorre uma distorção no campo magnético da bobina o que altera a corrente inicial imposta. Entre os terminais da

bobina lê-se uma tensão proporcional ao deslocamento relativo da válvula, permitindo-se obter uma relação para o movimento da válvula.

Como a resistência da bobina varia linearmente com a temperatura, obtêm-se duas curvas de calibração do sinal da bobina em diferentes temperaturas de operação da placa de válvulas. Posteriormente o valor correto é obtido através da interpolação do sinal de acordo com a resistência da bobina na condição do teste do compressor.

O condicionador de sinal da bobina é fabricado pela Sentech Inc., modelo Fastar SP300A (item 2 da Figura 3.10), com ajuste de *offset*, faixa de tensão de saída e polaridade. A resolução máxima do equipamento é de 0,003V e permite uma taxa de aquisição de até 15kHz.

3.3.5 Medição dinâmica de velocidade local

Para uma visão mais completa da dinâmica do escoamento no sistema de sucção, medições de velocidade e temperatura transientes foram realizadas em duas posições no escoamento, localizados na entrada e na saída do *muffler* cilíndrico.

O sensor utilizado é um transdutor dinâmico de fio. Quando o transdutor opera como fio quente é comumente chamado de anemômetro de fio quente (AFQ) para a medição da velocidade local. Para medição de temperatura utiliza-se o transdutor operando como fio frio (explicado em detalhes na seção 3.3.6). O que diferencia os dois métodos é basicamente o modo de operação e controle das variáveis elétricas do filamento em exposição ao escoamento. A presente seção fornece informações básicas sobre AFQ e o procedimento experimental adotado neste trabalho. Maiores detalhes do princípio de funcionamento da anemometria de fio quente podem ser obtidos no Apêndice A.

Uma das características de destaque da anemometria de fio quente é possibilidade de medição de transientes rápidos de velocidade (centenas de kHz), devido à baixa inércia térmica do filamento aquecido (diâmetro é da ordem de alguns micrometros) e, principalmente, aliada a uma eletrônica de resposta elevada.

Diversas vantagens são destacadas em relação a outras técnicas de anemometria (NABAVI e SIDDIQUI, 2010):

- Alta repetibilidade e resolução aliado a um baixo ruído do sinal;
- Grande faixa de cobertura de velocidades;
- Não há necessidade acesso óptico ou inserção de partículas no escoamento;
- Permitem-se leituras simultâneas em diferentes direções no mesmo ponto de medição.

Por outro lado, Nabavi e Siddiqui (2010) destacam algumas desvantagens em comparação a outros métodos:

- Técnica de medição intrusiva e que pode causar perturbação do escoamento local;
- A velocidade não é medida diretamente, mas sim correlacionada;
- Os sensores não discernem a direção e o sentido do escoamento;
- Limitação quanto ao mapeamento do campo de velocidades;
- Não apresenta boa acurácia para velocidades muito baixas devido ao efeito da convecção natural;
- Cada transdutor apresenta uma curva de calibração específica;
- Risco do rompimento da fiação torna difícil o manuseio do transdutor e restringe o seu uso em ambientes agressivos.

Considerando que o interesse do presente estudo não é o mapeamento completo do campo de velocidades do sistema de sucção, mas sim, a medição local da dinâmica do escoamento na entrada e saída do sistema de sucção, o uso de transdutores de fio quente mostrou-se adequada para o propósito da pesquisa.

A Figura 3.13a ilustra um transdutor de fio, também chamada de sonda. Outras configurações distintas com mais filamentos ou com uma disposição diferente de hastes podem ser encontrados para aplicações específicas.

As sondas utilizadas nos experimentos são do tipo miniatura (Figura 3.13b) consistindo de apenas de um filamento de tungstênio 5 μ m de diâmetro e 1,25mm de comprimento com terminais soldados em duas hastes de aço padrão. As duas hastes não possuem revestimento e são inseridas em um suporte de cerâmica a fim de permitir a manipulação sem a interferência elétrica. Essas sondas são comumente adotadas quando se requer pequeno tempo de resposta, podendo ser reconcondicionadas quando o filamento se rompe (JØRGENSEN, 2002), no entanto elas não são capazes de reconhecer o sentido do escoamento.

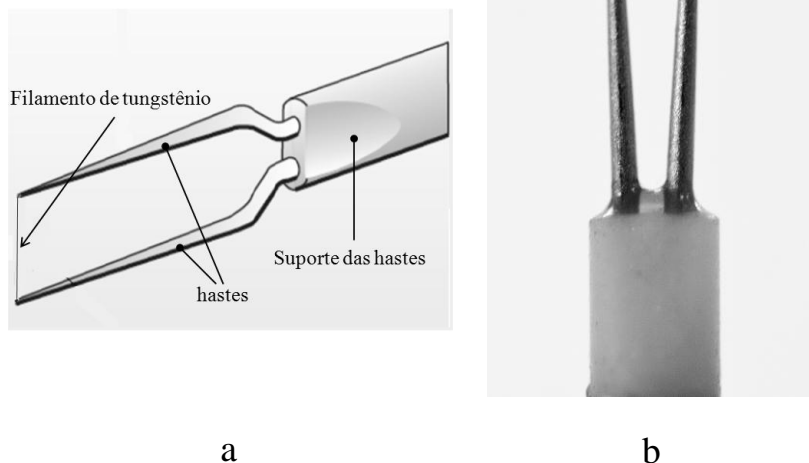


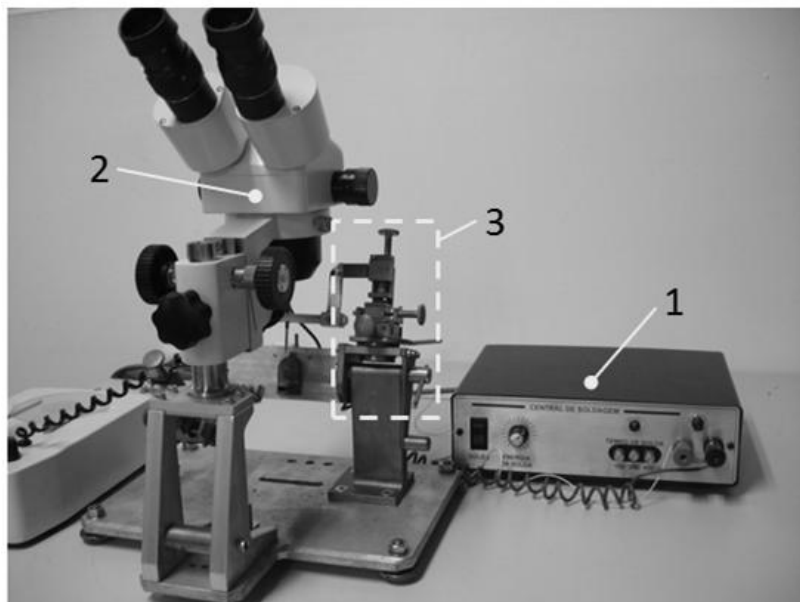
Figura 3.13. (a) Ilustração de um transdutor de fio e suas principais partes; (b) imagem da sonda miniatura.

O procedimento de calibração da sonda operando como fio quente consiste de uma série de etapas na qual basicamente levanta-se uma curva resposta da tensão gerada pelo sistema quando a sonda é exposta a um escoamento com velocidade conhecida. Como mencionado no Apêndice A, o filamento opera a temperatura constante (CTA).

Os parâmetros de ajuste do circuito CTA dependem diretamente da resistência do filamento da sonda, propriedade intrínseca não apenas do seu material, mas também da qualidade da soldagem do filamento às hastes. Como o rompimento do filamento das sondas foi um evento frequente ao longo dos testes, principalmente pelo uso em um compressor de alta vazão mássica em que o fluido refrigerante carrega óleo e detritos, originados de partes do calorímetro e do desgaste mecânico, o acondicionamento das sondas foi necessário.

O sistema de acondicionamento das sondas é composto de uma central de soldagem (item 1 Figura 3.14), o qual fornece a descarga elétrica controlável para a soldagem através de um eletrodo de cobre, um microscópio (item 2 Figura 3.14) para visualização detalhada das

hastes da sonda e o manipulador (item 3 Figura 3.14), para posicionar o novo filamento na sonda e direciona o eletrodo em cada haste. Como o manipulador não é automatizado, toda a etapa de soldagem é feita por um operador, não sendo um procedimento fácil e requerendo muita atenção. Após a etapa de recondicionamento, a sonda é limpa para a retirada de resíduos originados da soldagem com um solvente leve.



- 1 – Central de Soldagem
- 2 – Microscópio
- 3 – Manipulador

Figura 3.14. Equipamentos para recondicionamento de sondas.

A calibração em si consiste no levantamento da curva resposta da tensão de saída do circuito CTA em função de uma série de velocidades pré-definidas de saída do escoamento de uma unidade de calibração. Utiliza-se preferencialmente o mesmo fluido de trabalho da medição para uma determinada razão de sobreaquecimento de operação da sonda.

No presente trabalho, a sonda é inserida no compressor cujo fluido de trabalho é o refrigerante R404a. Considerando a impossibilidade de usar o R404a em ambiente aberto à atmosfera, a

calibração das sondas inicialmente foi conduzida com ar, seguindo o procedimento desenvolvido por Morriesen (2009), consistindo no levantamento de quatro curvas de calibração para cada sonda em distintas temperaturas de operação do filamento. Cada curva corresponde a 40 pontos igualmente distribuídos em uma faixa de velocidades de escoamento de ar na condição ambiente. A diversidade de temperaturas do filamento é necessária de forma a que se represente uma maior gama de condições térmicas de operação da sonda para posterior adimensionalização dos dados de calibração.

Morriesen (2009) propôs a adimensionalização dos dados de calibração para serem ajustados na correlação de Kramers (1946),

$$Nu = A \cdot Pr^{0,2} + B \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^C \quad [3.3]$$

Os números adimensionais da Equação [3.4]

$$Nu = h \cdot D_{fio} / k_{fluido}, \quad [3.4]$$

$$Pr = \mu_{fluido} \cdot c_{p,fluido} / k_{fluido}, \quad [3.5]$$

$$Re = U \cdot D_{fio} / \nu_{fluido} \quad [3.6]$$

são calculados com base na temperatura de filme do fluido. Morriesen (2009) sugere que os coeficientes A , B e C da correlação sejam ajustados para cada sonda calibrada, sendo feito de maneira iterativa de forma a minimizar o erro relativo acumulado do número de Nusselt, Nu , entre todos os 160 pontos levantados na calibração e o estimado pela Equação [3.3]. A curva ajustada é comparada individualmente com as 4 curvas levantadas experimentalmente e aquela que apresentar o menor erro relativo médio define a razão de sobreaquecimento da sonda a ser utilizada nos experimentos.

A linha disponível nas mediações do laboratório fornece ar comprimido a uma pressão máxima de 8bar, permitindo que se alcance uma velocidade máxima de saída na sessão de calibração de 300m/s aproximadamente. Em valores adimensionais, o número de Reynolds baseado no diâmetro do filamento das sondas (5 μ m) máximo encontra-se abaixo de 70. Nas condições de teste de operação do compressor, a serem apresentadas na seção 3.5, o número de Reynolds baseado na vazão mássica média de operação alcança um valor de até 150 na condição mais crítica.

Tendo em vista que a curva de calibração cobre apenas as velocidades mais baixas das medições, então se faz interessante recorrer a correlações que cubram a faixa de Reynolds necessária. No entanto, na literatura apenas correlações para filamentos de comprimento infinito ($L_{fio}/D_{fio} > 1000$) estão disponíveis. Justifica-se a ausência de correlações para filamento finito pela disposição e brasagem particular do elemento sensível nas hastes de cada sonda.

Ainda assim, na tentativa de um resultado fortune, utilizou-se a correlação original de Kramers (1946) válida para fio infinito para a configuração de fio finito ($L_{fio}/D_{fio} = 250$) das sondas utilizadas. Os valores das constantes de ajuste originais são $A=0,42$, $B=0,57$ e $C=0,50$. ajustados para uma faixa de $0,01 < Re < 10000$ e $0,71 < Pr < 1000$.

Quando se considera um filamento infinito, apenas há perda de energia do filamento pela convecção do fluido operante, ou seja, despreza-se a parcela de condução nas hastes. Desta forma, o perfil de temperatura ao longo do filamento é constante e igual a sua temperatura de operação. O balanço de energia em um filamento infinito fornece (LOMAS, 1986),

$$Nu_{\infty} = i_{fio}^2 \cdot R_{fio} / [(T_{fio} - T_{fluido}) \cdot \pi \cdot L_{fio} \cdot k_{fluido}] \quad [3.7]$$

onde Nu_{∞} indica que o número de Nusselt está associado ao balanço de energia de um filamento infinito.

Segundo Bruun (1995), para a configuração das sondas utilizadas nas medições do presente estudo, as perdas por condução nas hastes são de aproximadamente 15% da transferência total perdida pelo filamento. Morriesen (2009) ainda cita o número de Nusselt avaliado com a correlação de Kramers original apresenta uma diferença com relação a dados experimentais de até 25% para números de Reynolds de até 70. Desta forma, é esperado que na conversão da tensão das sondas em velocidade haja um erro associado à negligência da parcela de perda de calor por condução nas hastes, mas ao menos se permite estimar a velocidade dentro de uma faixa de Reynolds apropriada.

3.3.6 Medição dinâmica de temperatura local

As mesmas sondas empregadas para a medição de velocidade foram usadas para medir o transiente local de temperatura. No entanto, o

seu modo de operação é distinto, o filamento não apresenta virtualmente aquecimento e, assim, é chamado de transdutor de fio frio (TFF). Diferente de um sensor operando como CTA, o sinal fornecido pelo TFF precisa de uma correção para compensar o efeito da inércia térmica. O detalhamento da operação desta sonda e dos equipamentos que compõe o sistema é apresentado no Apêndice A.

A sonda utilizada nos testes operando em corrente constante (CCT) é alimentada com uma corrente de 0,5mA, como recomendado para filamentos tungstênio de 5 μ m de diâmetro (JØRGENSEN, 2002).

O procedimento de calibração para temperatura consiste em levantar uma curva resposta da tensão fornecida pelo condicionador do CCT em função da exposição do filamento da sonda a diferentes temperaturas estabelecidas no meio. Como a curva resposta é linear, em princípio apenas dois pontos de medição são suficientes. No entanto, a curva foi obtida com 5 pontos, espaçados igualmente, partindo da temperatura da sala até a temperatura de 100°C. O levantamento da curva de calibração foi feito duas vezes como forma de aferir a repetibilidade das medições.

Morriesen (2009) fez a calibração das sondas utilizando um ambiente de pequeno volume isolado termicamente aquecendo o ar desse ambiente com uma lâmpada incandescente. No entanto, a grande desvantagem desse procedimento é que o tempo para o sistema se estabilizar pode demorar até 2 horas, dependendo do controle da temperatura da sala.

No presente trabalho foi desenvolvido um calibrador formado pelo escoamento de ar aquecido (Figura 3.15). O ar proveniente de um reservatório pressurizado escoar por uma tubulação de cobre de 1/4" aquecida por um traço elétrico isolado termicamente do ambiente da sala. No final da tubulação, o ar é descarregado no ambiente através de um trecho de tubulação de cobre de 1".

Próximo à saída da tubulação aquecida insere-se um termopar transversal ao escoamento e com o auxílio de um controlador PID, a potência do traço elétrico é ajustada de acordo com a temperatura desejada de saída de ar e monitorada por um termopar. O filamento da sonda a calibrar é inserido no escoamento da saída do calibrador, em paralelo a um transdutor de referência de temperatura. Tanto o filamento quanto o sensor do transdutor de referência são dispostos simetricamente e o mais próximo possível do eixo da tubulação de cobre. O transdutor de referência é uma termoresistência tipo PT100 classe A de três fios, com uma tolerância máxima de 0,35°C dentro de medições de 0 a 100°C, segundo a norma DIN60751.

Em comparação ao sistema de calibração desenvolvido no trabalho de Morriesen (2009), o tempo de estabilização térmica do ar na saída da tubulação é de no máximo 30min.

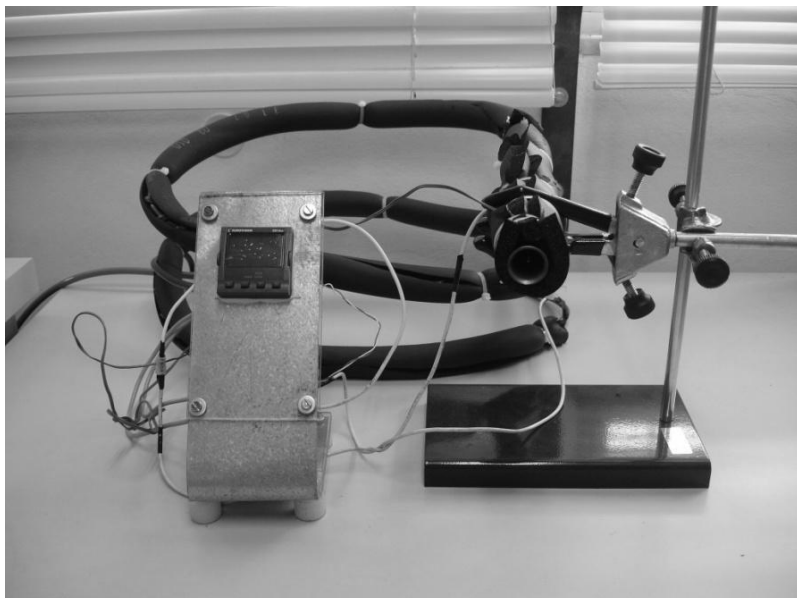


Figura 3.15. Calibrador a ar aquecido forçado para as sondas em CCT.

3.4 INSTALAÇÃO DOS SENSORES

Ao longo da seção 3.3 foi mostrado o princípio de funcionamento de cada sensor dinâmico utilizado no sistema de sucção. A presente seção apresenta detalhes da instalação dos diversos sensores no sistema de sucção e em outros componentes do compressor.

Dois sensores de fio são utilizados nas medições de velocidade e temperatura no sistema de sucção, um no duto de entrada e outro no duto de saída. Para a fixação do sensor no duto de entrada optou-se por uma conexão por flange com uma depressão de formato adequado para o encaixe da sonda, como pode ser visto na Figura 3.16. Para evitar que a sonda deslize axialmente pela depressão ou rotacione, duas peças de cobre foram fixadas com cola epóxi no suporte cerâmico da sonda, sendo que uma fica encaixada na depressão do flange e a outra

externamente. A função principal da peça interna de cobre é acomodar um vedante. A montagem final do flange é realizada por meio de quatro parafusos.

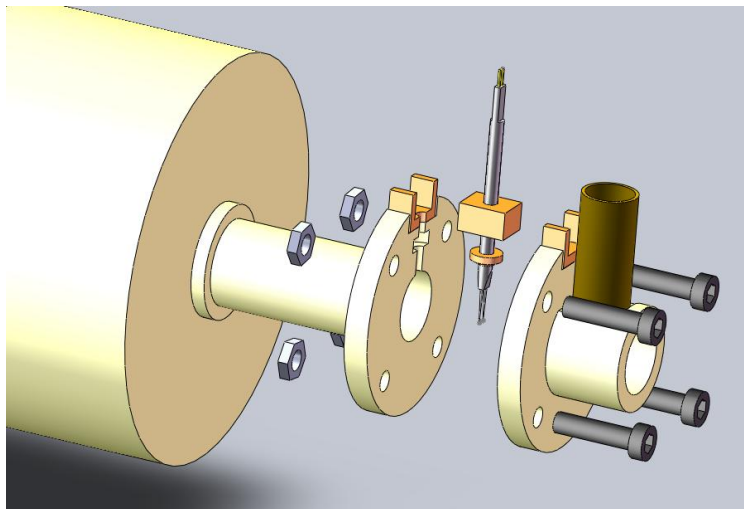


Figura 3.16. Flange de fixação da sonda na entrada do *muffler* cilíndrico e a sonda modificada de entrada.

A fixação da sonda do duto de saída apresenta uma configuração diferente, já que o duto é inserido na tampa do cilindro de compressão até alcançar a câmara de sucção. Assim, foi necessário fazer uma perfuração passante na tampa até a parte interna do duto de saída, como observado na Figura 3.17. A geometria da perfuração serve de assento para uma peça de cobre fixa à sonda. Para fixar a sonda ao assento, uma porca é fixada com cola estrutural na tampa e um parafuso, com um furo axial preparado para passar pelo suporte de cerâmica da sonda, permite então o aperto da peça de cobre contra o assento. Entre o parafuso e a peça de cobre é colocado um pequeno anel de borracha para a vedação do sistema. Com mesmo objetivo, um anel secundário de borracha é também inserido entre a peça de cobre e o assento.

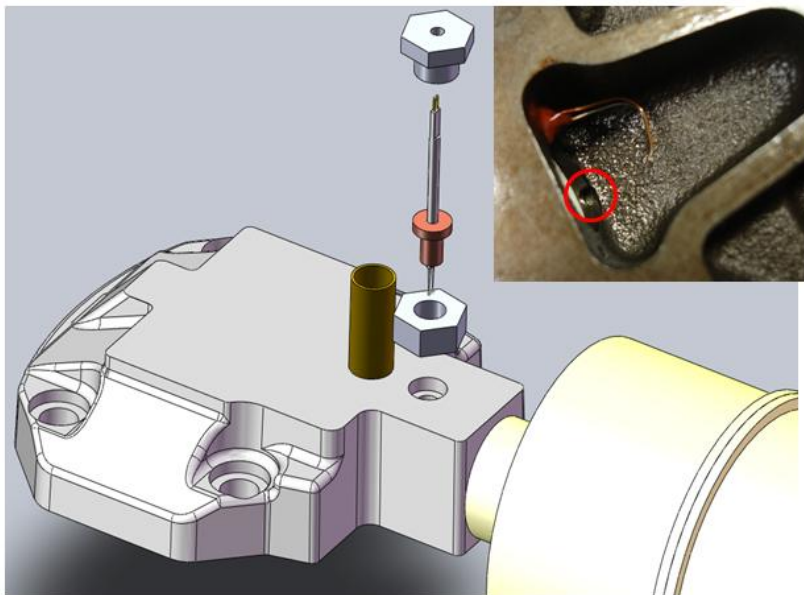


Figura 3.17. Localização da inserção da sonda de saída do *muffler* cilíndrico na tampa e a sonda modificada de saída. Destaque para o furo de acesso do TPD na parte inferior da tampa.

Dois transdutores piezelétricos (TPD) foram utilizados no compressor para a medição da pulsação de pressão no sistema de sucção. Para tanto, cápsulas cilíndricas de latão foram preparadas para a inserção axial dos transdutores. Internamente, a cápsula apresenta um assento e rosca na lateral interna. A fixação do transdutor na cápsula é realizada por meio de um parafuso com um furo axial passante que permite o aperto do transdutor contra um assento na cápsula.

A primeira cápsula de TPD é posicionada logo antes do flange da sonda de entrada (Figura 3.16), de forma a avaliar a pulsação de pressão local e também para adimensionalização do sinal da sonda local. A segunda cápsula é posicionada na tampa do cilindro de compressão e conectada à entrada da câmara de sucção (Figura 3.17), permitindo que o TPD registre a pulsação de pressão da câmara e possibilitar também a adimensionalização do sinal da sonda do duto de saída, como pode ser visto pelo furo de acesso em destaque na Figura 3.17.

A bobina do sensor de ângulo de manivela é fixada em uma das extremidades de uma extensão de alumínio, como mostrado na Figura 3.11. No lado oposto, a extensão apresenta um rasgo por onde é passado

um conjunto arruela-parafuso de forma a fixar a extensão em um suporte cilíndrico, também de alumínio fixo no estator do compressor. O rasgo permite que a extensão posicione a bobina de forma que ela fique em um local sensível a passagem do ímã permanente fixo no eixo do motor em movimento rotacional.

A bobina de cobre responsável por capturar o movimento da válvula de sucção está inserida em um alojamento perfurado e fresado na placa de válvulas. A sua localização é próxima ao engaste da válvula, de forma que o sinal da bobina não sature com a abertura máxima da válvula, situação na qual o campo magnético da bobina não apresenta mais interferência. Cola estrutural cobre o espaço vazio deixado entre a bobina e o seu alojamento. A região da bobina é posteriormente polida de forma a retirar todas as imperfeições deixadas pelo eventual acúmulo excessivo de cola, o que poderia comprometer o selamento oferecido pela válvula durante a compressão de gás. A bobina já instalada na placa é apresentada na Figura 3.18, notando-se a saída dos terminais da bobina na parte inferior.

Para as medições de temperatura média em diferentes locais, adotam-se termopares do tipo T (Cobre-Constantan). O condicionamento do sinal, bem como a junta de compensação já foram apresentados na seção 3.3.1. As temperaturas de treze posições foram monitoradas desde a entrada do compressor até a câmara de sucção. No escoamento, medições de temperatura foram realizadas em quatro posições, sendo a primeira na saída do passador de sucção, a segunda no ambiente entre a extensão lateral da carcaça do compressor e o *muffler* cilíndrico, a terceira na entrada do duto de entrada e a última na entrada da câmara de sucção. Na superfície externa do *muffler* cilíndrico foram instrumentados seis termopares, conforme mostra a Figura 3.19. Das três tomadas de temperatura restantes, a primeira foi instalada na superfície superior interna da carcaça, outra no estator e a última na tampa do cilindro de compressão.



Figura 3.18. Placa de válvulas instrumentada e a válvula de sucção. Destaque para a bobina instalada.

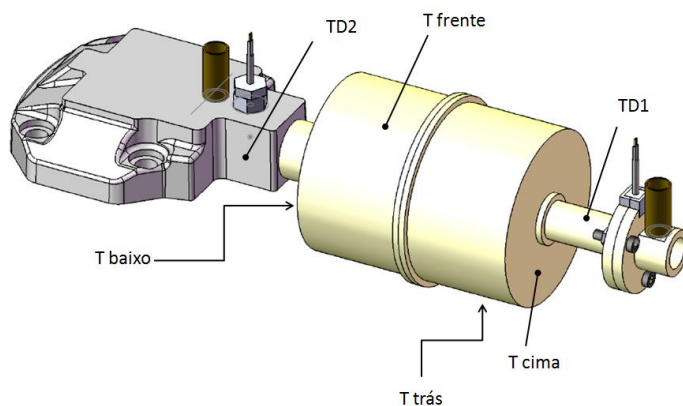


Figura 3.19. Tomadas de temperatura com termopares no *muffler* cilíndrico.

A Figura 3.20 mostra a montagem final do sistema de sucção instrumentando com os sensores de velocidade/temperatura, de pressão, mostrando também alguns terminais de termopar sem a junta de compensação. O uso de uma conexão intermediária facilita a montagem e desmontagem do compressor e do sistema de sucção e permite uma reposição dos fios de compensação caso os mesmos se deteriore com o uso.

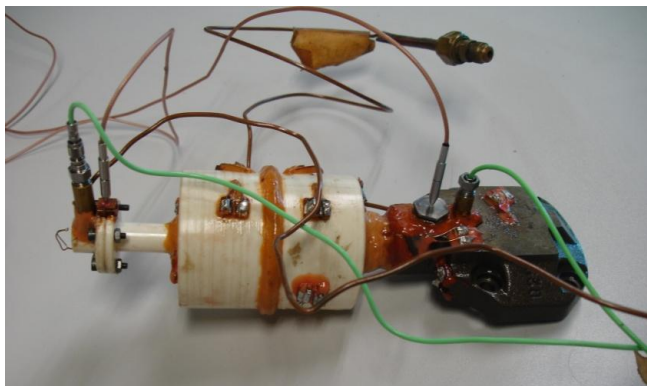


Figura 3.20. *Muffler* cilíndrico instrumentado.

O *muffler* cilíndrico foi usinado em quatro partes e a união das mesmas, bem como a fixação do conjunto com a tampa, é realizado por meio de cola estrutural. Os suportes dos transdutores também são fixados com a mesma cola.

A disposição do sistema de sucção no kit mecânico é mostrada na Figura 3.21. A montagem do kit na carcaça, já com o óleo lubrificante é feita dispoendo as fiações dos sensores igualmente espaçadas entre as juntas de vedação.

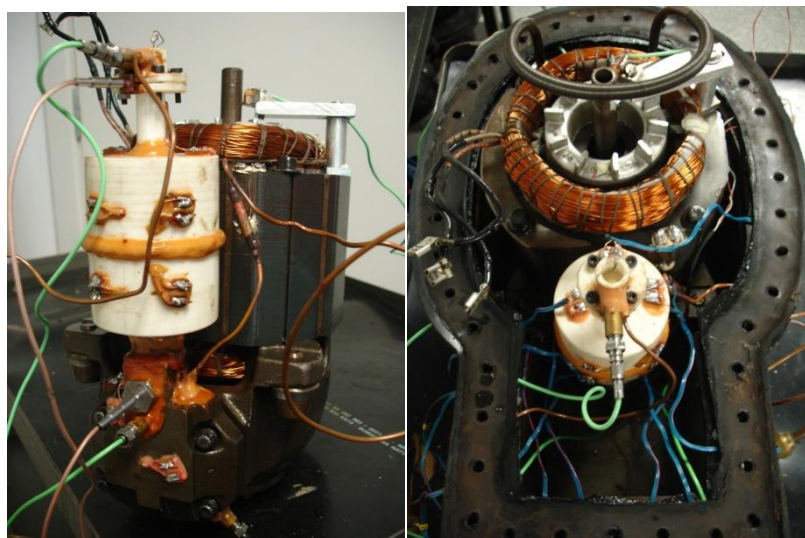


Figura 3.21. Sistema de sucção no kit do compressor à esquerda e o kit na carcaça à direita.

3.5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Foram definidas três condições de teste para o compressor, indicadas na Tabela 3.3, sendo que uma delas segue a condição de *check-point* do NJ9232GK (ASHAREHPB46). A condição padrão é denominada de Alta Vazão (AV), já que resulta a condição testada de maior vazão de refrigerante no compressor. As demais condições, Média Vazão (MV) e Baixa Vazão (BV), foram escolhidas de forma que o compressor opere a vazões mais baixas do que aquela da condição padrão. A definição da vazão máxima de operação foi importante devido às inúmeras rupturas das sondas nos testes iniciais, esperando-se que as mesmas sondas pudessem aguentar nas três condições. O compressor é alimentado com uma tensão de 220V e frequência de 60Hz.

Na Tabela 3.3 são também apresentadas a vazão mássica, \dot{m} , e a potência consumida, \dot{W} , em cada condição de operação, segundo dados de Embraco (2010) para o compressor NJ9232GK com o sistema de sucção original (Figura 3.2). Como a condição BV não está presente no catálogo, os valores de \dot{m} e \dot{W} foram interpolados entre as temperaturas de evaporação disponíveis na temperatura de condensação de 55°C.

Tabela 3.3. Condições de teste do compressor.

	Alta Vazão (AV)	Média Vazão (MV)	Baixa Vazão (BV)
T_{evap} [°C]	7,2	0	-6,7
T_{cond} [°C]	54,4	55	55
\dot{m} [kg/h]	132,16	98,21	*67,12
\dot{W} [W]	1960	1742	*1640

(*) valores interpolados na temperatura de condensação de 55°C.

As temperaturas de evaporação e condensação são definidas pelo par de válvulas de expansão e descarga, cujo controle é manual. A temperatura no passador de sucção é fixada em 32°C para as três condições, sendo seu controle feito pelo conjunto transdutor/traço elétrico/PID apresentados na seção 3.2.1. Desta forma avalia-se o comportamento do sistema de sucção, mediante a variação de pressão de sucção para uma temperatura de entrada fixa do fluido no compressor.

A temperatura e a velocidade de ar no interior do box também são mantidas iguais em todas as condições de teste do compressor. A vazão de ar do ventilador do box pode ser controlada por meio de um inversor

de frequência. À vazão é atribuída uma velocidade média medida por um anemômetro de pás, cujo valor é igual a 0,2m/s, correspondendo a uma frequência de alimentação do ventilador de 20 Hz. Já a temperatura interna do box é mantida em 32°C.

A temperatura da sala onde o calorímetro está localizado também é controlada por meio de um sistema de condicionamento de ar, sendo mantida em 22°C para todos os testes. A variação de até 2°C observada ao longo dos testes não compromete a padronização dos testes, uma vez que o box é isolado termicamente e também tem uma temperatura interna controlada.

3.5.1 Metodologia dos testes

Cada condição de operação do compressor foi testada três vezes com o mesmo conjunto de transdutores, ou seja, sem a reposição ou reparo dos mesmos, a fim de se verificar a repetibilidade das medições. O procedimento de preparação e teste do compressor não segue rigorosamente as normas ISO917 e ASHRAE Standard 23, que definem as condições de teste de compressores de refrigeração em um calorímetro, pelo uso dos transdutores de fio. Para evitar possíveis quebras acidentais dos filamentos, optou-se por não proceder com a desmontagem e montagem do kit do compressor para cada nova bateria de teste. Assim, uma vez o kit do compressor instrumentado, inserido e selado na carcaça, todos os testes foram feitos com a mesma montagem.

Inicialmente, retira-se o ar de todo o sistema por meio de uma bomba de vácuo já com o compressor conectado às mangueiras de acesso às linhas de pressão e processo. A condição para o desligamento da bomba de vácuo seguida de carga de refrigerante no sistema é alcançada quando a pressão interna atinge um valor menor do que 0.01mbar por um período de uma hora. Quando o compressor é retirado e conectado novamente ao calorímetro, vácuo é realizado somente no compressor pela linha de processo, mantendo as válvulas de bloqueio das linhas de pressão fechadas. Atingida a condição de vácuo, as válvulas de bloqueio são abertas e é dada carga adicional de fluido refrigerante ao sistema se necessário.

O momento mais crítico de operação do compressor instrumentado é quando o mesmo é ligado com o sistema frio. Nessa situação, a pressão inicial de sucção é elevada e a temperatura é baixa em relação à condição estabilizada de operação. Isto propicia um

aumento súbito da vazão de massa no sistema de sucção, podendo levar ao rompimento repentino dos filamentos das sondas de velocidade/temperatura ou deixá-los suscetíveis à ruptura com o uso. Notou-se que uma forma de amenizar o problema é deixar as válvulas de sucção e descarga do calorímetro suficientemente fechada e aberta, respectivamente, antes de ligar o compressor para que a vazão mássica mantenha-se relativamente baixa durante o processo de partida do compressor.

A sequência de testes também foi planejada para a preservação das sondas. Cada ciclo de testes é sempre iniciado com a vazão mais baixa (BV) e terminado na condição de maior vazão (AV). Para atingir a condição desejada, altera-se a abertura ou fechamento das válvulas de sucção e descarga vagarosamente, refletindo em uma modificação suave e paulatina da vazão mássica de refrigerante.

3.6 AQUISIÇÃO E PROCESSAMENTO DE SINAIS

A aquisição dos sinais de interesse no compressor é realizada quando as pressões de linha, vazão mássica e as temperaturas de sucção e do ambiente do box apresentarem um valor médio ao longo de 45 minutos com variação não maior do que as tolerâncias apresentadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.4. Tolerâncias aceitáveis para o início da aquisição de sinais.

	Tolerância
P [bar]	0,1%
T_{box} [°C]	±0,5
$T_{linha\ sucção}$ [°C]	±0,5
\dot{m} [kg/h]	1,0%

Tanto o monitoramento em tempo real quanto a aquisição dos sinais dos transdutores dinâmicos e dos termopares são comandados através de uma interface criada usando a biblioteca LabVIEW (LABVIEW, 2007). Pode-se programar uma rotina específica para o início da aquisição quando os dados monitorados encontram-se estabilizados

3.6.1 Aquisição de sinais

A taxa de aquisição de sinais transientes depende de dois fatores: frequência de operação do compressor e número de pontos por ciclo de compressão desejado. A quantidade de pontos necessária para a avaliação de um ciclo de compressão deve ser suficiente para capturar corretamente transientes das variáveis de interesse. Considerando isto, decidiu-se adotar 1000 leituras em cada ciclo e, sabendo-se que o compressor opera em 60Hz, a taxa de aquisição necessária resulta em 60kHz. As medições são armazenadas para um total de 300 ciclos para um tratamento estatístico posterior.

A aquisição dos sinais dinâmicos é feita 4 vezes para cada nova condição de operação do compressor estabilizada. A quantidade corresponde a duas sondas instrumentadas no compressor operando em dois modos cada (fio quente e fio frio).

No caso dos termopares, a taxa de aquisição é de 100Hz para uma amostra de 100 pontos, uma vez que não é necessária uma taxa de aquisição elevada para um transdutor destinado a obter um valor médio de temperatura. Além do mais, uma elevada taxa de aquisição acarretaria no aquecimento da placa onde a junta fria se encontra, levando-se a um erro de leitura. Assim, a aquisição dos sinais dos termopares é feita a parte, antes e após a aquisição dos sinais transientes. A aquisição duplicada é para garantir que não houve mudanças do campo térmico do sistema. No final, apenas os valores médios da aquisição duplicada serão considerados para avaliação.

3.6.2 Pós-processamento e tratamento estatístico dos sinais

A etapa final do procedimento experimental corresponde ao processamento dos sinais para análise posterior. Uma rotina também desenvolvida no LabVIEW (LABVIEW, 2007) é utilizada para analisar os ciclos de compressão armazenados e processá-los adequadamente na forma de sinais temporais em função do ângulo de manivela.

A rotina basicamente segue as etapas abaixo para cada um dos sinais obtidos pelos transdutores:

- i) Leitura dos sinais da aquisição;
- ii) Identificação dos sinais instantâneos de cada ciclo individual para os 300 ciclos armazenados, realizada por meio do sinal da bobina de posicionamento do pistão;
- iii) Os sinais dos 300 ciclos são tratados estatisticamente e então é feita uma média para cada sinal;
- iv) Com o sinal médio é feita a conversão na forma da entidade física correspondente baseada em calibrações;
- v) Por fim, faz-se a correspondência de cada sinal convertido individual com o ângulo de manivela.

O tratamento estatístico dos sinais transientes é realizado para cada ciclo e a prática mais comum é a obtenção da média diretamente do conjunto de sinais instantâneos. No entanto, os transdutores são suscetíveis a ruídos externos indesejáveis e, assim, um tratamento especial do sinal para cada transdutor dinâmico foi feito de forma a contornar o problema (MORRIESEN, 2009):

- i) Avalia-se um sinal médio inicial baseado nos primeiros 60 ciclos armazenados e o desvio padrão de cada ponto, σ_i , do sinal médio;
- ii) O sinal médio inicial é então comparado com cada sinal individual dos 300 ciclos. Se mais de 5% dos pontos do sinal individual estiverem fora da tolerância $2\sigma_i$, então o sinal é descartado.
- iii) Calcula-se a média final baseada nos sinais aprovados do passo anterior.

Vale lembrar que os sinais das sondas tratados estatisticamente ainda precisam de um segundo processamento, visto que seus sinais são interdependentes. O processamento secundário corresponde à conversão do sinal de tensão do CTA em velocidade mediante as condições de temperatura e pressão instantâneas avaliadas pela mesma sonda operando como CCT e pelo TPD local, respectivamente, conforme descrito no Apêndice A. Em seguida, o sinal de velocidade obtido é utilizado para corrigir o valor de temperatura devido à inércia térmica da sonda operando em CCT, segundo o procedimento da seção 3.3.6.

4 MODELO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

O presente capítulo descreve o modelo numérico utilizado para a simulação do escoamento e da transferência de calor do sistema de sucção simplificado. Inicialmente são apresentadas as equações de transporte necessárias para a descrição do problema, incluindo a modelação da turbulência. O procedimento de solução das equações é também detalhado. Finalmente, a geometria simplificada do sistema de sucção é apresentada, em conjunto com as condições de contorno e os testes de verificação de erros numéricos.

4.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES

O escoamento de um fluido pode ser descrito pelas equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia. Considerando fluido newtoniano, na ausência de forças de corpo, as equações de Navier-Stokes adotam a seguinte forma

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{ij}] \quad [4.1]$$

em conjunto com a equação da conservação de massa,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_i}{\partial x_i} = 0 \quad [4.2]$$

formam o conjunto de equações que regem o escoamento de um fluido. O termo τ_{ij} representa o tensor tensão viscoso, o qual possui a seguinte relação constitutiva para fluidos newtonianos

$$\tau_{ij} = 2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) \quad [4.3]$$

onde S_{ij} é o tensor taxa de deformação, definido por

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad [4.4]$$

Para escoamentos não-isotérmicos, caso típico de escoamentos compressíveis, uma terceira equação de transporte deve ser adicionada para o fechamento das variáveis, tratando-se da equação de transporte de energia (térmica e mecânica),

$$\frac{\partial(\rho e_t)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho U_j \left(e_t + \frac{P}{\rho} \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_m \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i \tau_{ij}] \quad [4.5]$$

onde $e_t = e + U_i U_i / 2$ é a energia total específica, representada pela soma da energia interna, e , e da energia cinética, k_m é a condutividade térmica do fluido. O último termo da Equação [4.5] é relacionado à dissipação de energia mecânica devido ao atrito viscoso, conhecido como dissipação viscosa. Na Equação [4.5] não foram consideradas a presença de forças de corpo e a geração interna de energia.

No caso de escoamentos compressíveis, a equação do estado deve ser utilizada para descrever o estado termodinâmico da matéria. Detalhes da equação de estado serão abordados na seção 4.5.

4.1.1 Modelação da turbulência

De forma geral, escoamentos turbulentos podem ser avaliados numericamente de três maneiras: i) Simulação numérica direta (DNS), na qual as equações que governam o escoamento são resolvidas sem simplificações físicas; ii) Simulação das grandes escalas (LES), com a solução direta das maiores escalas e modelação das pequenas escalas da turbulência; iii) Simulação via média de Reynolds (RANS, na qual todas as equações são descritas por grandezas médias estatísticas e o transporte turbulento é representado pelo tensor de Reynolds. Devido ao menor custo computacional, a modelagem das equações por meio da média de Reynolds (*Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations* - RANS) tem sido usada extensivamente na solução de escoamentos de interesse industrial.

O conceito de média temporal de Reynolds envolve a decomposição de uma variável instantânea Γ em duas componentes:

uma média temporal, $\bar{\Gamma}$, e uma flutuação instantânea, γ , em torno dessa média, ou seja, $\Gamma = \bar{\Gamma} + \gamma$. Em princípio, o emprego da média de Reynolds é válido para escoamentos estatisticamente estacionários.

Aplicando nas Equações [4.1], [4.2] e [4.5] o conceito de média de Reynolds com recursos estatísticos, as equações de transporte médias de Reynolds são da forma (WILCOX, 1994)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad [4.6]$$

$$\frac{\partial [\rho \bar{U}_i]}{\partial t} + \frac{\partial [\rho \bar{U}_j \bar{U}_i]}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \overline{u_j u_i}) \quad [4.7]$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} [\rho \bar{e}_t] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \bar{U}_j \left(\bar{e}_t + \frac{\bar{P}}{\rho} \right) \right] &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_m \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] \\ - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \left(\overline{u_i h_m} + u_j \frac{\overline{u_i u_i}}{2} \right) - \overline{u_i t_{ij}} \right] & \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{U}_i (\overline{\tau_{ij}} - \rho \overline{u_i u_j}) \right] & \end{aligned} \quad [4.8]$$

onde o traço representa a média temporal de uma variável instantânea e $h_m = e + P/\rho$ é a entalpia específica. No termo $\bar{e}_t = \bar{e} + \frac{\overline{U_i U_i}}{2} + k$ da Equação [4.8] foi incorporada a energia cinética turbulenta, $k = \overline{u_i u_i}/2$. O último termo da Equação [4.7], $-\rho \overline{u_i u_j}$, é conhecido como *tensor de Reynolds*, o que fisicamente é interpretado como a média do fluxo turbulento da quantidade de movimento.

Para o fechamento das equações de transporte submetidas à média de Reynolds, é necessário agora resolver as equações de transporte do tensor de Reynolds, o que adiciona ao problema seis novas equações. De fato, existem modelagens na qual as tensões de Reynolds são resolvidas diretamente, mas em muitos casos o custo computacional é elevado. Uma forma de tornar o problema viável é fazer uma analogia a difusão molecular da quantidade de movimento às tensões de Reynolds por meio da hipótese de Boussinesq generalizada,

$$-\overline{\rho u_i u_j} \equiv 2\mu_t \left(\overline{S_{ij}} - \frac{1}{3} \frac{\partial \overline{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad [4.9]$$

onde μ_t é viscosidade turbulenta. Apesar de apresentar diversas deficiências físicas, principalmente pela pobre precisão das interações entre os fluxos turbulentos e desconsiderar anisotropia do escoamento, a analogia é utilizada com frequência pelo baixo custo computacional.

Por analogia à teoria cinética dos gases, a viscosidade turbulenta da relação [4.9] é expressa por escalas da turbulência de velocidade, $k^{1/2}$ e de comprimento, L ,

$$\mu_t = C_\mu' \rho k^{1/2} L \quad [4.10]$$

onde C_μ' é um coeficiente de proporcionalidade ajustado com base em dados experimentais. A escala de comprimento L é avaliada de diferentes maneiras de acordo com o modelo de turbulência adotado.

Dos diversos modelos já disponíveis para a avaliação da viscosidade turbulenta, destacam-se os modelos $k - \varepsilon$ de Jones e Launder (1974), o modelo $k - \omega$ de Wilcox (1988) e variantes baseadas em modelos anteriores. Para a modelagem da turbulência no presente trabalho empregou-se uma versão do modelo $k - \varepsilon$.

4.1.2 Modelo turbulência RNG $k - \varepsilon$

Através da primeira hipótese de similaridade de Kolmogorov e do conceito de cascata de energia de Richardson, a escala de comprimento L pode ser relacionada à taxa de dissipação de energia cinética, $L \propto k^{3/2}/\varepsilon$. Assim, a viscosidade turbulenta da relação [4.10] em um modelo do tipo $k - \varepsilon$ passa a ser calculada por

$$\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad [4.11]$$

O modelo RNG $k - \varepsilon$ é obtido pelo emprego da teoria do grupo de renormalização (*Renormalization Group Theory* - RNG). A análise proporciona uma modelação mais adequada em casos nos quais o uso do

modelo original de Jones e Launder (1974) é limitado, principalmente para escoamentos com elevadas taxas de deformação.

As equações modeladas de RNG $k - \varepsilon$ (ORSZAG et al., 1993) são:

$$\frac{\partial[\rho k]}{\partial t} + \frac{\partial[\rho \bar{U}_j k]}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad [4.12]$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{U}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \\ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad [4.13]$$

O modelo de RNG $k - \varepsilon$ define uma viscosidade efetiva, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, a qual considera as contribuições das difusões molecular e turbulenta. Da teoria de renormalização, esta é calculada a partir da seguinte equação diferencial,

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad [4.14]$$

onde $\hat{v} = \mu_{eff}/\mu$ e $C_v = 100$. Para altos Reynolds, a equação diferencial [4.14] reduz-se a Equação [4.11], em que C_μ assume o valor de 0.0845. No presente trabalho, desconsiderou-se a Equação [4.14] e apenas é utilizada a sua versão simplificada [4.11].

O termo $C_{\varepsilon 2}^*$ que aparece na Equação [4.13] é dado por

$$C_{\varepsilon 2}^* = C_{\varepsilon 2} + C_\mu \frac{\eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad [4.15]$$

onde $\eta = Sk/\varepsilon$, $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, $\eta_0 = 4,38$, $\beta = 0,012$ e $C_{\varepsilon 2} = 1,68$. Em regiões do escoamento com taxa elevada de deformação ($\eta > \eta_0$), a expressão [4.15] resulta em um valor maior da dissipação ε , comparado com a versão padrão do modelo $k - \varepsilon$, reduzindo mais intensamente a energia cinética turbulenta local. Assim, o modelo RNG $k - \varepsilon$ prevê

menores valores de viscosidade turbulenta em regiões de alta deformação quando comparado ao modelo original em que coeficiente é constante.

Para o fechamento das equações, da teoria da renormalização, $C_{\varepsilon 2} = 1,68$ e os números de Prandtl inversos, α , são calculados da seguinte equação analítica

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \quad [4.16]$$

onde $\alpha_0 = 1$. Nas regiões de escoamento livre, $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1,393$. Segundo Churchill (2002), a Equação [4.16] foi derivada considerando uma série de idealizações, incluindo turbulência homogênea, o que pode restringir a sua aplicabilidade dependendo a complexibilidade do escoamento.

Os efeitos da compressibilidade do escoamento sobre a turbulência pode diminuir a taxa de espalhamento com o aumento do número de Mach. O efeito é considerado adicionando-se à equação de k [4.12] o termo proposto por Sarkar (ANSYS FLUENT, 2010)

$$Y_M = 2\rho \varepsilon M_t^2 \quad [4.17]$$

onde $M_t = \sqrt{k/c^2}$ é o número de Mach turbulento e c é a velocidade do som local.

4.1.3 Modelação do transporte da energia

Diferentemente da equação da quantidade de movimento, a equação média da conservação da energia, Equação [4.8], apresenta vários termos de transporte turbulento, evidenciando a complexidade da equação. A forma modelada dessa equação pode ser escrita como (ANSYS FLUENT, 2010),

$$\frac{\partial [\overline{\rho e_t}]}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\overline{\rho U_j} \left(\overline{e_t} + \frac{\overline{P}}{\rho} \right) \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k_{eff} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \right] \quad [4.18]$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\overline{U_j \tau_{ij,eff}} \right]$$

onde $k_{eff} = k_m + c_p \mu_t / Pr_t$ é condutividade térmica efetiva, incluindo as contribuições molecular e turbulenta e $\overline{\tau_{ij,eff}} = 2\mu_{eff} \left(\overline{S_{ij}} - \frac{1}{3} \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} \delta_{ij} \right)$ é o tensor tensão viscoso efetivo. Nota-se também que os termos referentes à energia cinética turbulenta são considerados de menor importância e, assim, desprezados. Assim, $\overline{e_t} = \bar{e} + \frac{\overline{U_i U_i}}{2}$.

A contribuição da turbulência apresenta peso distinto nas equações de transporte de quantidade de movimento e energia. Por exemplo, o transporte turbulento na equação da quantidade de movimento (Equação [4.7]) é contrabalanceado pelo transporte advectivo e forças de superfície e de corpo. Por outro lado, o transporte turbulento na equação da energia (Equação [4.18]) é contrabalanceado apenas pela advecção sendo assim mais sensível a sua modelação.

É de destaque que considerações matemáticas simples ainda são utilizadas para prever a transferência de calor de escoamentos complexos, tomando um caminho oposto ao que foi feito para o fechamento da equação da quantidade de movimento. Uma justificativa é dada por se acreditar que apenas uma modelação coerente da quantidade de movimento seja suficiente para avaliar o transporte turbulento de energia. Provavelmente isso seja factível para escoamentos bidimensionais clássicos (canais, dutos e placas plana), no entanto, é duvidoso para escoamentos tridimensionais (NAGANO e KIM, 1988 e KAYS, 1994).

O emprego do número de Prandtl turbulento, Pr_t , tem a finalidade de corrigir a analogia originalmente adotada por Reynolds (REYNOLDS, 1874). Em avaliações iniciais, admite-se um valor constante e da ordem da unidade ($Pr_t \sim 0,7-0,9$) para todo o escoamento o que apresenta boa concordância para casos particulares, como escoamentos em dutos. Para a equação da energia, o modelo RNG propõe uma modificação na condutividade térmica efetiva,

$$k_{eff} = \alpha_t c_p \mu_{eff} \quad [4.19]$$

onde o inverso do número de Prandtl turbulento, $\alpha_t = 1/Pr_t$, é calculado com a Equação [4.16], com $\alpha_0 = 1/Pr$. A nova formulação da condutividade térmica efetiva permite que o valor de Pr_t se aproxime do seu valor correspondente molecular, $\alpha_t = 1/Pr$, em regiões muito próximas a paredes até um valor de $\alpha_t = 1,393$ em regiões afastas.

A avaliação da temperatura local pela equação da energia é feita a partir da definição de entalpia específica $h_m = e + p/\rho$ pela sua relação termodinâmica,

$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad [4.20]$$

onde T_{ref} é uma temperatura de referência.

4.1.4 Modelação do escoamento na região de parede

Escoamentos turbulentos junto a paredes sólidas são caracterizados pela formação de uma camada limite com regiões de dinâmicas distintas. A Figura 4.1 apresenta esquematicamente as três regiões na qual é subdividida a região junto a uma parede: i) subcamada limite viscosa; ii) região de amortecimento e iii) região totalmente turbulenta. A primeira região é dominada pela difusão molecular, enquanto na terceira prevalece o transporte turbulento de quantidade de movimento. Na camada intermediária, os transportes molecular e turbulento são igualmente importantes.

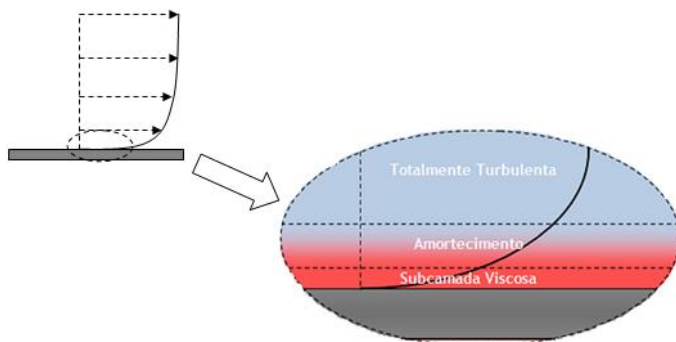


Figura 4.1. Regiões da camada limite turbulenta

Uma forma usual de caracterizar a região da parede é realizada por meio do número adimensional $y^+ \equiv y_n u^* / \nu_m$, onde y_n é a distância normal à parede e $u^* \equiv \sqrt{|\tau_p|/\rho}$ é a velocidade de fricção baseada na tensão cisalhante local na parede τ_p . A subcamada viscosa se estende até $y^+ = 5$, a camada de amortecimento encontra-se na faixa $5 < y^+ < 30$ e $y^+ \geq 30$ caracteriza a região completamente turbulenta.

Tratar numericamente a região da parede em escoamentos turbulentos é um grande desafio e, independentemente do modelo, procura-se um compromisso entre o custo computacional e generalidade. Basicamente, existem dois métodos para o tratamento da região da parede (VIESER *et al.*, 2002):

- *Função-parede*: envolve modelação semi empírica de baixo custo computacional em que se conecta as condições de contorno da parede com as variáveis de interesse em pontos na região completamente turbulenta, logo sem a solução da região afetada pela viscosidade molecular;
- *Modelação para número de Reynolds baixos (ReB)*: o modelo é desenvolvido de forma a poder ser aplicado até a parede. Pode-se ainda usar as mesmas equações empregadas no escoamento principal, mas estas sendo modificadas de modo a levar em conta a atuação da viscosidade molecular.

Em princípio a modelação ReB é atrativa por proporcionar resultados acurados por meio da completa solução da região da parede, mas o seu custo computacional é considerável. Os gradientes elevados das variáveis do escoamento, junto a paredes sólidas, principalmente na fina subcamada limite viscosa, requer uma malha bastante refinada, o que, em certos casos, torna proibitiva a sua aplicação. Segundo Craft *et al.*, (2006), enquanto a subcamada limite viscosa tipicamente ocupa apenas 1% do domínio de solução do escoamento, a sua solução pode demandar de 3 a 300 vezes o tempo computacional da solução do escoamento principal.

Desta forma, as funções-parede têm atraído a atenção da comunidade científica e da indústria pelo seu baixo custo computacional comparado à modelação ReB. No entanto, as diversas hipóteses adotadas nesta alternativa, muitas vezes trazem prejuízos em termos de generalidade e acurácia.

Apesar do seu custo computacional mais elevado, no presente trabalho adota-se a modelação ReB. A maioria das funções-parede exige que o ponto da malha computacional adjacente à parede esteja situado na região completamente turbulenta ($y^+ > 30$), uma condição difícil de ser garantida nas diferentes regiões do escoamento transiente do sistema de sucção. Seguindo esta escolha, usa-se um modelo híbrido de função-parede e ReB denominado *Enhanced Wall Treatment* (EWT), disponível no código FLUENT, no qual se adota a primeira ou a segunda formulação de acordo com as condições locais do escoamento. No presente trabalho apenas a segunda formulação será apresentada a seguir. Para maiores detalhes, consultar ANSYS FLUENT (2010).

Para malhas refinadas ($y^+ < 5$), a formulação EWT apresenta resultados similares a modelos de duas camadas ReB convencionais, na qual o domínio é subdividido em uma região afetada pela viscosidade e outra na região totalmente turbulenta. As regiões são identificadas pelo número de Reynolds turbulento, Re_y ,

$$Re_y = \frac{y_n \sqrt{k}}{\nu_m} \quad [4.21]$$

A localização da separação entre as regiões afetadas pela difusão viscosa e totalmente turbulenta é estabelecida em $Re_y^* = 200$. Na região totalmente turbulenta ($Re_y > Re_y^*$) as equações do modelo para altos números de Reynolds, ReA, são empregadas (as equações de RNG $k - \varepsilon$ no presente trabalho).

Na região afetada pela viscosidade molecular ($Re_y < Re_y^*$) um modelo unidimensional é aplicado para avaliação do comprimento das escalas. Nesta última região, as equações do momento e de k similares às equações ReA são também solucionadas. Neste caso, a viscosidade turbulenta é calculada por

$$\mu_{t,v} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad [4.22]$$

onde a escala de comprimento é obtida por $l_\mu = y_n C_l^* [1 - \exp(-Re_y/A_\mu)]$, $A_\mu = 70$ e $C_l^* = \kappa C_\mu^{-3/4}$. A viscosidade turbulenta na região afetada pela viscosidade molecular, $\mu_{t,v}$, calculada pela expressão [4.22] é combinada com a viscosidade turbulenta calculada na região totalmente turbulenta, μ_t , pela expressão [4.11],

$$\mu_{t,f} = \lambda \mu_t + (1 - \lambda) \mu_{t,v} \quad [4.23]$$

onde λ é a função peso definida por,

$$\lambda = \frac{1}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right] \quad [4.24]$$

para a qual assume valor unitário longe da parede e tende a zero a medida que se aproxima da parede. A constante A determina a extensão da função peso. Definindo a extensão de forma a que λ corresponda a 1% de seu valor unitário para uma determinada variação de ΔRe_y , então

$$A = \frac{\Delta Re_y}{\arctan 0,98} \quad [4.25]$$

Em geral, ΔRe_y assume valores entre 0,05 a 0,2 de Re_y^* . A função peso vem por evitar que a solução divirja casos os valores de viscosidade do escoamento principal não coincidirem com os valores calculados com as equações da subcamada viscosa.

A dissipação viscosa ε é calculada utilizando novamente o conceito de função peso similar à Equação [4.24]. Na região da subcamada, calcula-se por meio de uma solução algébrica ao invés da equação de transporte,

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad [4.26]$$

onde $l_\varepsilon = y_n C_l^* [1 - \exp(-Re_y/2C_l^*)]$.

ANSYS FLUENT (2010) recomenda que para a formulação EWT seja utilizada apropriadamente, o ponto mais próximo à parede de avaliação deve apresentar $y^+ \sim 1$. Ainda, sugere-se que no mínimo dez pontos de avaliação estejam estendidos na região $Re_y < Re_y^*$.

4.2 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

As equações governantes do problema foram resolvidas com o código computacional FLUENT (ANSYS FLUENT, 2010) já bem conhecido pela comunidade científica e na indústria. O pacote oferece uma série de modelagens das equações de transporte, bem como possibilita fazer alterações nas equações ou ainda implementar códigos computacionais personalizados em linguagem C++ em paralelo ao código fonte. Detalhes do procedimento de solução são apresentados a seguir

4.2.1 Discretização das equações de transporte

O código comercial FLUENT adota o modelo dos volumes finitos para a discretização e solução das equações diferenciais de transporte. Assim, as equações diferenciais são integradas em cada volume de controle do domínio de solução do problema e as propriedades do escoamento avaliadas de acordo com as condições de contorno impostas.

A integração das equações de transporte nos volumes de controle (volumes finitos) pode ser exemplificada por meio de uma equação de transporte para uma variável generalizada ϕ da forma,

$$\frac{\partial[\rho\phi]}{\partial t} + \frac{\partial[\rho U_j \phi]}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + S_\phi \quad [4.27]$$

onde Γ_ϕ é o coeficiente de difusão e S_ϕ é o termo fonte por unidade de volume. A integração da Equação [4.27] em um volume fechado genérico V , também chamado de célula, e composto por N faces f , fornece

$$\frac{\partial[\rho\phi]}{\partial t} V + \sum_f \rho_f U_f \phi_f A_f = \sum_f \Gamma_\phi \frac{\partial \phi_f}{\partial x_f} A_f + S_\phi V \quad [4.28]$$

onde o subíndice f indica a avaliação da variável na direção normal a área da face A_f . Os termos $\rho_f U_f A_f$ e $\frac{\delta \phi_f}{\delta x_f}$ são o fluxo de massa normal e o gradiente de ϕ na face f , respectivamente. Como a variável ϕ armazenada em memória corresponde ao valor no centro de cada célula do domínio ou em certos casos nos vértices do volume, então os valores de face devem ser calculados baseados nesses valores conhecidos. Para isto, utilizam-se esquemas de interpolação.

4.2.2 Esquemas de interpolação

Um esquema de interpolação deve ser usado para avaliação de variáveis em posição ou tempo desconhecidos em função de variáveis armazenadas em memória. Observando-se a equação discretizada [4.28], são necessários esquemas de interpolação espacial para os valores de face, para os gradientes de face e para o termo temporal.

Os valores de face correspondente ao termo de advecção da Equação [4.28] são calculados segundo um esquema *upwind* de segunda ordem por apresentar uma maior precisão em relação ao *upwind* convencional e sem agregar muito custo computacional ao problema comparado a esquemas de ordem maior.

O primeiro termo à esquerda da Equação [4.28] corresponde ao termo temporal. A sua discretização envolve a integração do termo em um passo de tempo especificado, Δt . Para a solução do problema transiente, utilizou-se um esquema de interpolação de primeira ordem implícito. A grande vantagem de usar um esquema implícito é que o problema torna-se incondicionalmente estável com relação ao passo de tempo (ANSYS FLUENT 2010).

4.2.3 Método numérico para solução das equações

Em linhas gerais, a integração das equações de transporte em cada célula do domínio de solução resulta em um sistema de equações algébricas. Cada uma dessas equações do sistema pode ser representada genericamente pela seguinte equação linearizada,

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad [4.29]$$

onde o subscrito nb indica os valores de centro das células vizinhas ao volume principal p . Para cada variável ϕ existe um coeficiente linearizado a associado. O coeficiente b refere-se a um conjunto de termos que não apresentam a variável ϕ desconhecida.

O sistema de equações algébricas resultantes pode em princípio ser solucionada de uma vez só, no entanto torna-se custoso a memória física necessária para armazenar as variáveis de malhas com uma grande quantidade de volumes. No presente trabalho utilizou-se o bem conhecido esquema de acoplamento SIMPLEC (VANDOORMAAL e RAITHBY, 1984) uma variante mais eficiente do esquema original SIMPLE. Outros métodos de acoplamento estão disponíveis no código FLUENT, mas verificou-se que o método escolhido é o mais estável.

Basicamente as equações da continuidade e de quantidade de movimento são solucionadas em momentos distintos por meio de um processo iterativo. A equação da continuidade é remanejada na forma de uma equação de correção de pressão. A equação de correção é tal que a conservação de massa seja satisfeita e a pressão possa ser calculada em cada ciclo iterativo. Para maiores detalhes de como a metodologia foi implementada, consultar ANSYS FLUENT (2010).

O esquema SIMPLEC pertence à família dos esquemas segregados, ou seja, as equações governantes são solucionadas sequencialmente para cada variável (P , u , v , w , T , k , ε). Como as equações apresentam variáveis interdependentes, um processo iterativo deve ser conduzido até que um determinado critério de convergência seja atingido. As equações são solucionadas implicitamente segundo um arranjo colocalizado,

$$a_P \phi_p^{t+\Delta t} = \sum_{nb} a_{nb}^{t+\Delta t} \phi_{nb} + b \quad [4.30]$$

ANSYS FLUENT (2010) usa o método Gauss-Seidel para a solução do sistema de equações [4.30] em conjunto com o método *Multigrid* Algébrico - AMG. Segundo Maliska (2004), o uso em conjunto desses dois métodos elimina efetivamente os erros de alta frequência (erros locais) e erros de baixa frequência (erros globais) promovendo-se uma convergência acelerada.

4.3 GEOMETRIA DO DOMÍNIO DE SOLUÇÃO

Como já discutido na seção 3.1, a admissão do gás no sistema de sucção é do tipo indireta, e, portanto, gás é captado do volume interno da carcaça do compressor. Como a disposição do *muffler* cilíndrico no compressor apresenta um plano de simetria, o volume da geometria das simulações considera aproximadamente um oitavo do volume interno da carcaça, como ilustrado na Figura 4.2.

A escolha dessa configuração simplificada para o ambiente interno vem da hipótese que o fluido armazenado no volume interno da carcaça encontra-se virtualmente estacionário, ou seja, um reservatório de gás infinito. A condição real de operação é o fluido sendo admitindo pela linha de processo encontrada na lateral do compressor. O fluido que entra no compressor e se espalha por todo o volume do compressor ao encontrar superfícies internas. Assim, o fluido que é captado efetivamente pelo sistema de sucção não apresenta direção preferencial.

Conforme se observa na Figura 4.2, a geometria adotada nas simulações possui três regiões distintas: região do ambiente interno da carcaça, *muffler* cilíndrico e câmara de sucção. A superfície sólida que delimita o ambiente interno do compressor é mantida em sua forma original. A superfície do estator que faz fronteira com o ambiente interno é simplificada como um oitavo de um cilindro de diâmetro equivalente à dimensão externa da sua geometria original. Tal simplificação geométrica praticamente não afeta a solução do escoamento local já que o nível de velocidade é baixo e a fronteira é consideravelmente distante da admissão no duto de entrada do *muffler*.

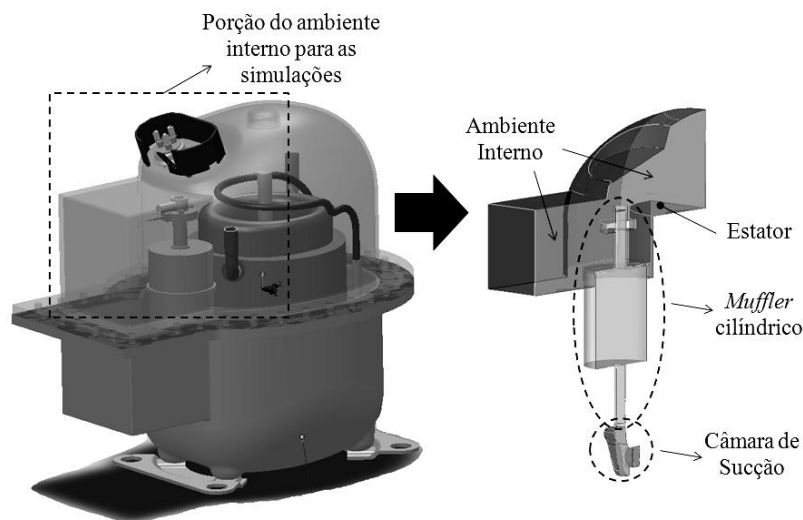


Figura 4.2. Geometria simétrica simplificada do conjunto sistema de sucção e ambiente interno do compressor.

Deve ser mencionado que na simulação desprezou-se a presença dos suportes dos transdutores localizados no duto de entrada. No entanto, o flange do duto de entrada foi preservado já que suas dimensões cobrem um volume considerável em relação ao diâmetro da entrada.

A geometria da câmara de sucção adotada nas simulações aparece em destaque à direita na Figura 4.3 comparando-a com a geometria original à esquerda. Foram feitas uma série modificações na forma de suavizações secundárias de forma a facilitar a geração da malha computacional.

A modificação mais visível da câmara de sucção encontra-se na região de saída. Na configuração original, a câmara de sucção é comunicada com a câmara de compressão, quando a válvula encontra-se aberta, por meio de dois orifícios na placa de válvulas (Figura 3.18). Como será descrito mais adiante, a simulação não inclui a interação da dinâmica da válvula com o escoamento, optando-se pela prescrição de uma vazão mássica transiente no orifício de saída da câmara de sucção, o que é computacionalmente menos dispendioso. A consideração de apenas um orifício de saída com diâmetro equivalente aos dois orifícios é também conveniente, pois não se tem disponível a vazão de massa em cada um deles.

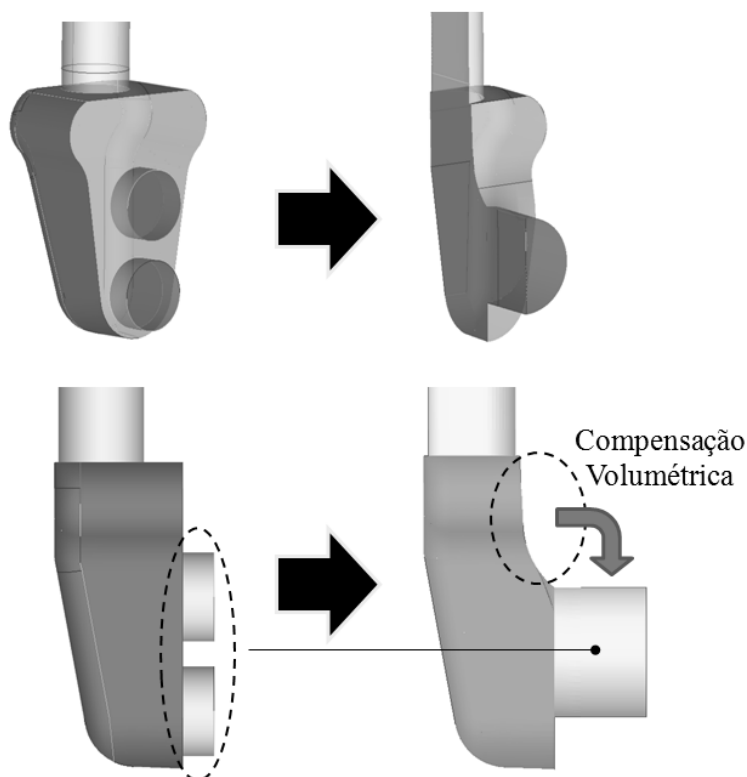


Figura 4.3. Modificações da geometria interna da câmara de sucção.

Observa-se na Figura 4.3 que uma porção superior da câmara de sucção foi modificada. A modificação foi efetuada para agregar estabilidade numérica, já que com testes preliminares previu-se a formação de uma região recirculação na saída. Aqui vale lembrar que a preservação do volume interno da câmara de sucção é importante, pois o volume acumulado de fluido interfere diretamente na dinâmica do escoamento pulsante quando a válvula encontra-se fechada.

4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

A Figura 4.4 apresenta as condições de contorno adotadas para a simulação do escoamento. Basicamente, as temperaturas são prescritas nas superfícies sólidas da geometria a partir de dados experimentais. Além disto, as condições de não escorregamento e de paredes impermeáveis são também aplicadas nessas superfícies.

Supõe-se que as superfícies que compõe a carcaça apresentam uma temperatura constante e homogênea (T_{carc} na Figura 4.4a). O mesmo vale para a superfície do estator ($T_{estator}$ na Figura 4.4a) e a superfície exterior do *muffler* cilíndrico (T_{ext} na Figura 4.4b). As medições de temperaturas nas superfícies do *muffler* cilíndrico foram feitas externamente. Como seu material apresenta baixa condutividade térmica, foi considerada a resistência interna de parede, cuja espessura média é de 1.2mm. Um modelo unidimensional de transferência de calor por condução foi aplicado nas superfícies internas do *muffler* cilíndrico na direção normal.

Através da Figura 4.4 (b) e (c), observa-se que a superfície interna do *muffler* cilíndrico foi dividida em seis partes distintas, de modo a discretizar adequadamente a temperatura de suas superfícies. A superfície do volume intermediário foi dividida em duas partes iguais, já que superfície próxima ao estator apresenta uma temperatura $T_{mf,est}$ mais elevada que a temperatura da superfície oposta $T_{mf,amb}$.

Nas paredes internas da câmara de sucção foi considerada uma temperatura uniforme e igual à temperatura experimentalmente obtida na superfície externa da tampa da câmara de compressão T_{cs} (na Figura 4.4c). Esta é uma hipótese razoável, pois a câmara de sucção não é isolada termicamente da câmara de descarga (Figura 3.3) e, como o material da tampa é metálico, desprezou-se a resistência de parede. Devido à dificuldade em se inserir um transdutor para medir a temperatura na superfície interna da placa de válvula, a temperatura T_{cs} também foi considerada nessa superfície.

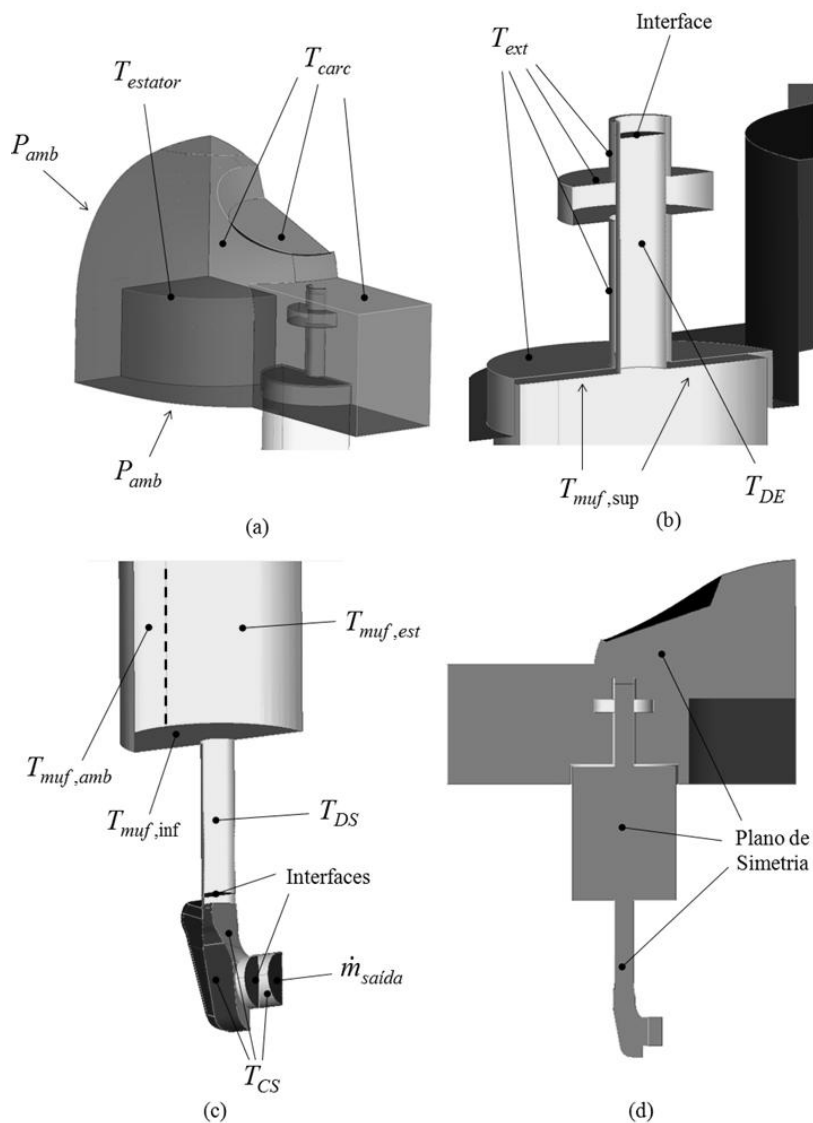


Figura 4.4. Condições de contorno da geometria simulada.

A condição no plano de simetria da geometria do sistema de sucção (Figura 4.4(d)) implica que o transporte de qualquer propriedade

no plano seja nulo, possibilitando uma redução considerável da malha computacional.

As regiões de entrada de fluido do domínio de solução pela geometria correspondem aos planos identificados pelo valor de pressão P_{amb} na Figura 4.4(a). Testes mostraram que a magnitude da velocidade normal nessas superfícies é baixa o suficiente para que se possa considerar a pressão total local como constante. Assim, o valor médio das pressões lidas por transdutores de pressão na linha de sucção e na entrada do *muffler* cilíndrico foi adotado como condição de contorno. Nessas superfícies a temperatura de entrada é igual ao valor lido pelo termopar posicionado no ambiente da região da extensão. Prescreve-se também uma intensidade turbulenta de 5% e a escala de comprimento da turbulência de 10mm baseado no diâmetro hidráulico do duto de entrada do *muffler*.

Na saída da geometria ($\dot{m}_{saída}$ na Figura 4.4b) prescreveu-se uma vazão mássica transiente, obtida de uma simulação do compressor com o código RECIP (USSYK, 1984). Considerando as dimensões geométricas, as temperaturas das superfícies internas e a condição de operação do compressor, o código é capaz de prever a vazão mássica de fluido refrigerante no orifício equivalente de sucção. O modelo de cálculo da vazão mássica considera a área efetiva de força e de escoamento instantâneas no orifício segundo um escoamento unidimensional. Caso haja refluxo instantes antes do completo fechamento da válvula, considera-se uma temperatura de entrada na saída da geometria igual a temperatura média interna da câmara de compressão do RECIP durante o período de refluxo.

4.5 CASOS SIMULADOS E PROPRIEDADES DO FLUIDO

As mesmas condições de vazões mássicas distintas testadas experimentalmente no compressor, indicadas por AV, MV e BV na Tabela 3.3, foram simuladas. Como as três condições apresentam pressões de linha de sucção diferentes, devem-se avaliar as propriedades do R404a em cada um dos casos. A Tabela 4.1 apresenta as propriedades médias para cada condição baseadas na pressão e temperatura médias obtidas experimentalmente na entrada do sistema de sucção e na câmara de sucção. As propriedades foram calculadas com o código REFPROP, considerando R404a como uma mistura pré-definida (44% de R125, 4% de R134a e 52% de R143a em fração mássica).

Tabela 4.1. Propriedades do R404a nas três condições de teste

	AV	MV	BV
Temperatura de ref. [°C]	56,0	62,0	68,1
Pressão de ref. [bar]	7,308	5,843	4,68
Cp [J/kg.K]	997,44	983,74	978,53
Visc. Absoluta [Pa.s]	$1,34 \times 10^{-5}$	$1,35 \times 10^{-5}$	$1,37 \times 10^{-5}$
Cond. Térmica [W/m.K]	0,01767	0,01804	0,01855
Velocidade do som [m/s]	163,7	168,0	171,8
Fator de compressibilidade	0,91	0,93	0,95

Como há o interesse em se investigar o efeito da pulsação do escoamento na transferência de calor, simulações para regime estacionário também foram realizadas, considerando a vazão mássica média do fluido indicada pelo calorímetro com o mesmo campo térmico prescrito para as simulações transientes.

Da Tabela 4.1 nota-se que o fator de compressibilidade do R404a nas três condições médias de pressão é menor do que 0,95 e assim, a hipótese de gás ideal não é adequada para o fluido R404a nas condições de operação indicadas. Por esta razão, optou-se por usar o modelo de gás real de Redlich-Kwong (POLING *et al.* 2007) o qual considera uma equação de estado analítica cúbica. O modelo utiliza constantes baseadas nas condições críticas e do fator acêntrico do fluido (Tabela 4.2) avaliados também pelo código REFPROP.

Tabela 4.2. Propriedades do R404a para modelo de gás real

Temperatura Crítica [°C]	72,1
Pressão Crítica [bar]	37,3
Densidade Crítica [kg/m³]	486,5
Fator acêntrico	0,293
Massa Molar [kg/kmol]	97,6

4.6 VERIFICAÇÃO DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA E MALHA TRIDIMENSIONAL

Eça e Hoekstra (2009) afirmam que a qualidade da solução numérica deve ser caracterizada pela sua verificação e validação. Segundo os autores, enquanto a verificação avalia matematicamente se as equações estão sendo resolvidas corretamente, a validação mostra se as equações corretas estão sendo resolvidas. Desta forma, a avaliação do erro inerente da malha computacional faz parte da verificação da solução. Já a comparação da solução numérica com os resultados experimentais é inerente ao processo de validação, a qual será abordada no Capítulo 5.

O *erro de truncamento*, relacionado à aproximação digital de um número pelo número de casas decimais consideradas, pode ser ignorado se for usada uma aproximação de precisão dupla (EÇA e HOEKSTRA, 2009) como empregado nas simulações do presente trabalho.

4.6.1 Erros de iteração

Ainda dentro da verificação, o *erro de iteração* é relacionado à solução de um sistema de equações não lineares. Considerando o objetivo de investigar o fenômeno do superaquecimento em sistemas de sucção de compressores, o critério adotado para verificar a convergência do procedimento iterativo de solução foi baseado na transferência de calor nas superfícies. De acordo com este procedimento, em todos os casos simulados, tanto em regime permanente como regime transiente, verifica-se se a diferença normalizada da transferência de calor, δ_Q , em cada uma das superfícies do sistema de sucção

$$\delta_Q = \frac{|Q_i - Q_{i-1}|}{Q_{i-1}} \quad [4.31]$$

satisfaz o critério de convergência. A simulação é parada se ao longo de 5 iterações $\delta_Q \leq 5,0 \times 10^{-5}$. Testes prévios com um caso padrão em regime permanente mostraram que se fosse considerado como critério de convergência a condição de $\delta_Q \leq 1,0 \times 10^{-8}$, a diferença do

resultado de transferência de calor em relação ao critério de $5,0 \times 10^{-5}$ era menor do que 0,5%.

Os resíduos das equações de transporte, portanto, apresentam importância secundária. No entanto verificou-se que estes não excedem um valor normalizado de $5,0 \times 10^{-4}$ para cada uma das equações.

4.6.2 Erros de discretização temporal

Para as simulações transientes adotou-se um passo de tempo constante de $5,0 \times 10^{-5}$ s, o que equivale a um avanço de ângulo de manivela de 1° . O passo de tempo escolhido é um compromisso entre o número de iterações para atingir a convergência instantânea, estabilidade numérica do procedimento de solução, devido à prescrição de vazão mássica na saída do domínio computacional, e erros de discretização temporal.

Um passo de tempo maior pode diminuir o tempo de simulação por ciclo, mas perde-se em qualidade de discretização e de estabilidade numérica e vice-versa. Por exemplo, o uso de um passo de tempo de $2,0 \times 10^{-5}$ s ($0,5^\circ$ no ângulo de manivela) para um mesmo critério de convergência, produz uma diferença de 0,84% no resultado da transferência de calor média no ciclo previsto com o passo de tempo de $5,0 \times 10^{-5}$. Por outro lado, o tempo de simulação aumenta em 28% e, portanto, o ganho em acurácia não compensa o custo computacional despendido.

Antes de iniciar a simulação de um caso em regime transiente, obtém-se a solução convergida para a vazão correspondente em regime permanente. A solução assim obtida é utilizada como campo inicial para a simulação transiente. Essa estratégia é importante, pois permite a diminuição do número de ciclos necessários para se atingir o regime cíclico completamente desenvolvido do caso transiente. Isso é particularmente importante para a transferência de calor nas superfícies do *muffler*, onde se prescreve uma resistência interna de condução na parede. Maiores detalhes do critério de convergência serão discutidos no Capítulo 5.

4.6.3 Erros de discretização espacial

A modelação transiente e tridimensional dos três casos testados experimentalmente eleva a complexidade da solução das equações bem como o custo computacional. Assim, a avaliação da incerteza devido à discretização espacial das equações pode ser bastante onerosa. Desta forma, optou-se por investigar a influência da discretização espacial na direção normal às superfícies por meio de uma condição de axissimetria, aproveitando o fato de que boa parte do sistema de sucção é uma geometria de revolução.

Como pode ser observado na Figura 4.5, a região do ambiente de entrada do *muffler* é coberta por uma representação da carcaça de formato cilíndrico, cujo raio é igual a distância do centro do duto de entrada à parede da extensão da carcaça modificada. A distância entre o plano de entrada e a parede superior da representação da carcaça corresponde à distância média da projeção do plano de entrada na carcaça modificada. A geometria do estator foi desconsiderada e a entrada na geometria ocorre apenas lateralmente ao *muffler*. A adaptação da geometria da câmara de sucção considera o mesmo volume interno da geometria tridimensional, baseado no comprimento original. As dimensões do orifício de sucção equivalente foram mantidas.

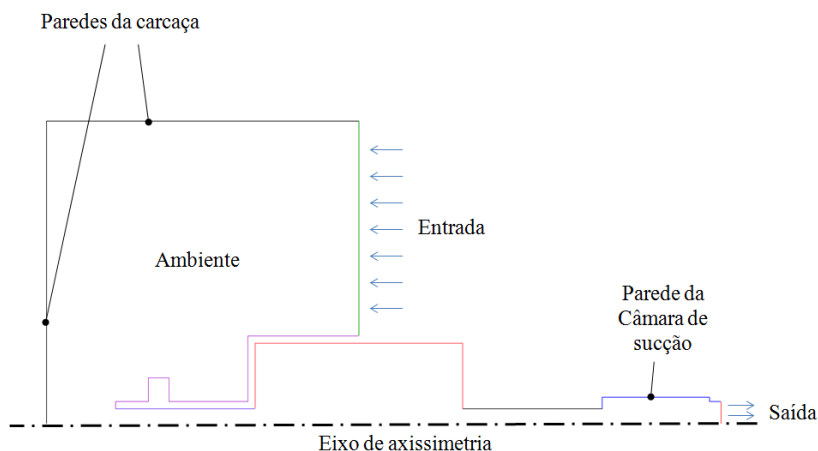


Figura 4.5. Geometria do modelo axissimétrico.

O modelo axissimétrico leva em conta as mesmas condições de simulação do modelo tridimensional. No entanto, apenas o caso transiente de alta vazão (AV) foi adotado para o teste de malha, já que é a condição mais crítica. A variável de interesse, novamente, é a taxa de transferência de calor nas superfícies do *muffler* cilíndrico.

A malha axissimétrica (Figura 4.6) é do tipo não estruturada mista, mas com predomínio de volumes retangulares. Como destacado na Figura 4.6, em regiões próximas às paredes, a malha é puramente retangular com refino gradual à medida que se aproxima da parede. Tal refino é necessário para a discretização adequada das variações bruscas das propriedades do escoamento nessas regiões.

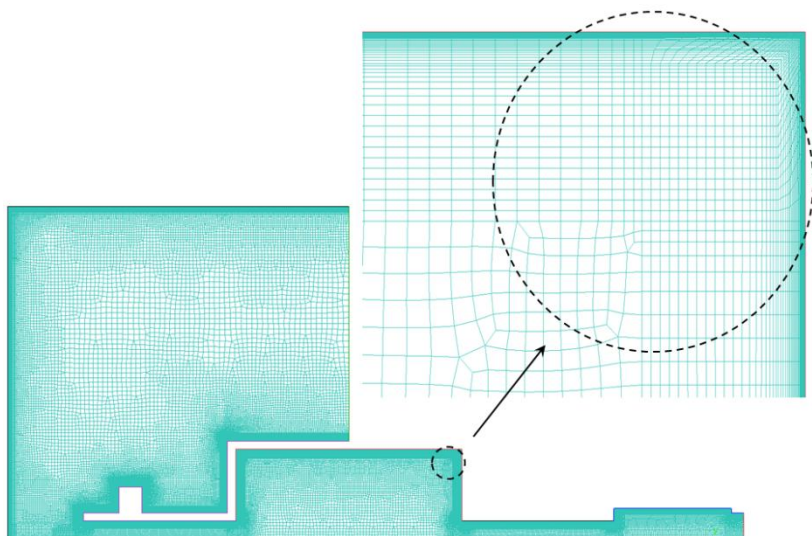


Figura 4.6. Malha da geometria axissimétrica.

Como já comentado na sessão 4.1.4, a formulação de duas camadas adotada para a solução da região da parede exige valores de $y^+ \approx 1$ para o volume adjacente à parede. Esta condição é satisfeita se o primeiro volume apresentar uma altura na direção normal à parede igual a $y_n^0 = 0,1\mu\text{m}$ em todas as superfícies internas do sistema de sucção, correspondendo a um valor *máximo* de $y^+ = 1,3$ ao longo de um ciclo transiente.

Uma questão interessante deve ser levada em conta com relação a comparação de malhas com valores distintos de y_n^0 . Testes iniciais da geometria com vazão prescrita constante demonstraram que não há uma

monotonicidade na taxa de transferência de calor à medida que valores de y_n^0 fossem diminuídos, mantendo a mesma taxa de crescimento de malha. A saber, a razão entre o maior e o menor valor de y_n testados é de 50.

Sendo assim, optou-se por manter o valor de $y_n^0 = 0,1\mu\text{m}$ e razão de aspecto máxima ($AR = 3334$) fixos para todas as malhas testadas, alterando-se apenas o fator de crescimento, como pode ser observado na Tabela 4.3.

Tabela 4.3. Malhas testadas e resultados

	M105	M108	M110
y_n^0 [mm]	0,0001	0,0001	0,0001
Razão de aspecto	3334	3334	3334
Fator de crescimento	1,05	1,08	1,1
Nº de volumes	250000	195000	175000

Admite-se que a malha M105 apresente uma maior acurácia devido ao maior refino na direção normal e, assim, seus resultados são considerados para fins de referência. A Tabela 4.4 apresenta os valores relativos da taxa de transferência de calor média de um ciclo, $E_{Q,r}$, número de volumes, $N_{vol,r}$, tempo de simulação de um ciclo, $t_{sim,r}$, e y^+ máximo de todas as superfícies ao longo de um ciclo, y_{max}^+ .

Tabela 4.4. Resultados das malhas testadas

	M105	M108	M110
$E_{Q,r}$ [%]	0	0,7	1,7
$N_{vol,r}$	1	0,78	0,7
$t_{sim,r}$	1	0,7	0,32
y_{max}^+	1,3	1,3	1,3

A taxa de transferência de calor média é calculada ao longo de um ciclo de período T , da seguinte maneira

$$\overline{Q_{ciclo}} = \frac{1}{T} \int_0^T Q_t \cdot dt \approx \sum_{i=0}^{N_t} Q_{t,i} \cdot \Delta t_i \quad [4.32]$$

onde o lado direito representa a aproximação numérica de acordo com a discretização temporal Δt_i . O termo $Q_{t,i}$ representa a taxa de

transferência de calor de todas as superfícies internas do sistema de sucção para um determinado passo de tempo.

Da Tabela 4.4 observa-se que o erro na taxa de transferência de calor da malha M110 é de apenas 1,7% em relação à malha M105 com uma economia de tempo de simulação de 68%. Já a malha M108 apresenta um erro relativo menor (0,7%), mas a economia em tempo de simulação é de apenas 30%. Sendo assim, pensando na situação mais complexa da simulação tridimensional, considerou-se suficiente a discretização de parede da malha M110.

4.6.4 A malha tridimensional das simulações

A complexidade das geometrias de entrada e da câmara de sucção impossibilita o uso de uma malha estruturada hexaédrica em todo o domínio simulado. Logo, utilizou-se o recurso de interfaces, em cujas superfícies os vértices dos volumes não são coincidentes. O código FLUENT apresenta uma rotina que faz uma interpolação de escalares apropriada baseada no fluxo de escalares de cada lado de interface.

Como observado na Figura 4.4, são utilizadas três interfaces internas no domínio de solução. A primeira interface separa o volume do ambiente de entrada do *muffler* cilíndrico; a segunda separa o *muffler* cilíndrico da câmara de sucção; a última separa a câmara de sucção do orifício de saída. As interfaces estão localizadas logo após a entradas ou antes das saídas de volumes. Testes preliminares mostraram que há uma estabilidade numérica maior se comparado a interfaces localizadas exatamente na entrada ou saída dos mesmos volumes.

Sabe-se que as malhas hexaédricas, além de apresentarem um custo computacional baixo para o cálculo de gradientes e fluxos nas faces dos volumes de controle, apresentam um menor erro de discretização e são mais estáveis numericamente do que outros tipos de malha. Assim, no *muffler* cilíndrico e no orifício de sucção, adotou-se uma malha do tipo hexaédrica. Já na câmara de sucção e no volume de entrada considera-se uma malha híbrida, consistindo de volumes tetraédricos em regiões afastadas das paredes internas e volumes prismáticos de forma a discretizar apropriadamente a região junto a superfícies sólidas. A Figura 4.7 mostra a malha tridimensional híbrida no plano de simetria, destacando-se as regiões de transição de malha (A e C) e a malha hexaédrica na câmara de expansão (B). Na região A,

pode-se notar em destaque a interface separando malhas desconexas e o refino na superfície com prismas da malha híbrida.

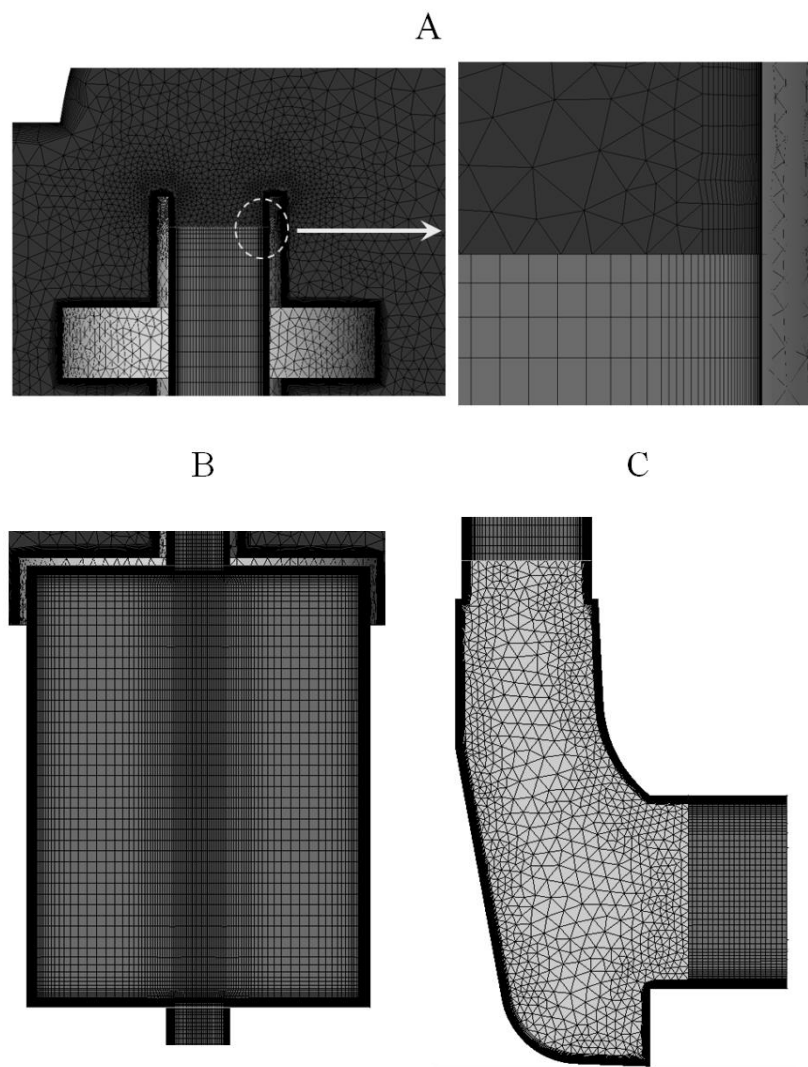


Figura 4.7. Vistas ampliadas da malha computacional nos destaques A, B e C.

A malha tridimensional de 2,3 milhões de volumes foi gerada com o código ICEM (ANSYS ICEM 2010). Em geral, há dificuldade no desenvolvimento de uma malha tetraédrica/prismática com qualidade adequada para a simulação numérica. Segundo recomendações de ANSYS FLUENT (2010), uma malha apropriada deve possuir qualidade ortogonal acima de 0,01 e *skewness* abaixo de 0,98. A malha tridimensional final apresenta qualidade ortogonal mínima de 0,03 e *skewness* máximo de 0,97. É importante notar que tais características são locais e que em boa parte da malha a qualidade encontra-se fora desses limites.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo está organizado em três seções principais. Na primeira seção apresentam-se detalhes das medições e os resultados para transientes de pressão, velocidade e temperatura. Com base nesses dados experimentais, a seção seguinte considera a validação do modelo numérico. O capítulo é encerrado com uma discussão sobre a influência do escoamento pulsante na transferência de calor no sistema de sucção a partir de resultados numéricos.

5.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.

5.1.1 Parâmetros de desempenho e temperaturas médias

A Tabela 5.1 mostra a síntese dos resultados de vazão, potência consumida e temperaturas em diferentes partes do compressor para as três condições de operação testadas: baixa vazão (BV), média vazão (MV) e alta vazão (AV), conforme descrição na Tabela 3.3. As temperaturas nas superfícies externas do sistema de sucção estão indicadas na Figura 5.1. Cada dado é apresentado na forma de uma média de três baterias de testes, com o respectivo desvio padrão. A diferença de vazão mássica entre as três condições se deve à pressão da linha de sucção, a qual afeta diretamente a densidade do fluido na entrada do compressor. Desta forma, a condição AV corresponde ao maior valor de pressão na linha de sucção, e, como consequência, à maior potência consumida, pois uma maior quantidade de massa é comprimida no cilindro.

Como a temperatura do fluido de trabalho na linha de sucção é mantida em 32°C nas três condições, observa-se uma redução significativa da temperatura em todas as superfícies do compressor (Figura 5.1) e no gás em diferentes posições dentro da carcaça (Tabela 5.1) quando se passa da condição BV para AV. Considerando que a pressão de descarga é mantida praticamente constante nas três condições de operação, esta redução de temperatura decorre do aumento da pressão na sucção e, assim, da diminuição da razão de pressão, proporcionando uma menor temperatura final de compressão. Como esperado, verifica-se que as temperaturas da tampa da câmara de sucção e do duto de saída

do *muffler* são bem mais elevadas do que as temperaturas das demais regiões, já que não há isolamento térmico entre as câmaras de sucção e de descarga.

Tabela 5.1. Síntese dos resultados para as condições testadas.

		Baixa Vazão (BV)		Média Vazão (MV)		Alta Vazão (AV)	
		Média	σ	Média	σ	Média	σ
Temp [°C]	Pressão Suc. [bar]	4,737	0,001	5,922	0,001	7,423	0,001
	Pressão Desc. [bar]	25,721	0,011	25,729	0,003	25,359	0,033
	\dot{m} [kg/s]	53,38	0,22	80,61	0,11	112,44	0,21
	Consumo [W]	1226,9	2,9	1525,2	1,4	1775,9	2,5
	Ambiente Interno	64,8	0,3	60,4	0,2	56,2	0,1
	Passador de Sucção	34,4	0,1	33,5	0,1	33,2	0,0
	Estator	72,2	0,3	65,9	0,2	60,6	0,5
	Carcaça Superior	59,8	0,6	55,7	0,2	52,4	0,3

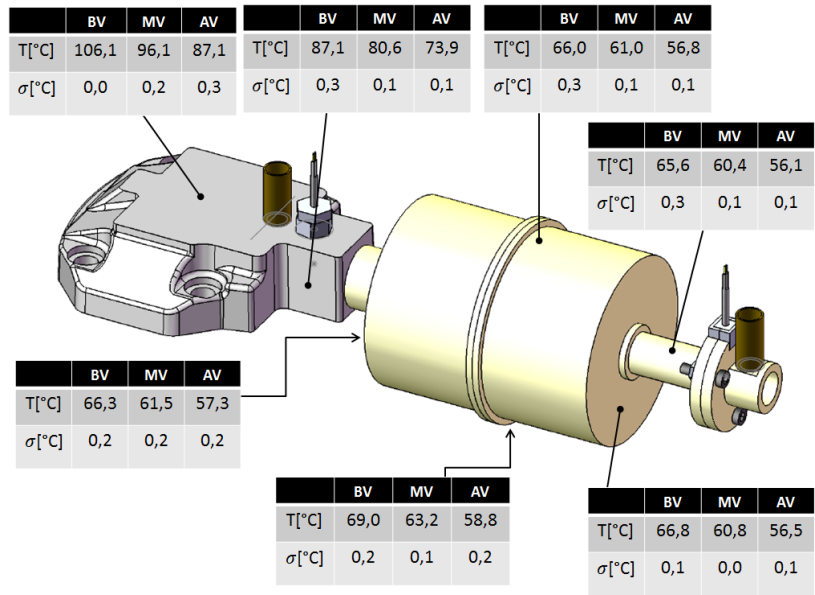


Figura 5.1. Temperaturas nas superfícies externas do sistema de sucção para as condições testadas.

Destaca-se ainda que apesar da temperatura do gás na linha de sucção ter sido controlada, a temperatura do gás no passador de sucção do compressor é ligeiramente diferente. Isto se deve à condução de calor ao longo da parede do passador que aquece o gás ao longo de seu trajeto entre o ponto monitorado e a entrada do compressor. Nota-se ainda que esse aquecimento é diminuído com a redução da razão de pressão associada, consequentemente pelo aumento da vazão do compressor.

A Tabela 5.2 apresenta uma comparação entre dados de vazão mássica e potência consumida do compressor obtidos nas medições e em catálogo. A vazão mássica do compressor original documentado em catálogo é até 20% maior do que aquela do compressor modificado para a realização das medições. Fica claro que o sistema de sucção simplificado adotado no teste resulta em uma perda de rendimento volumétrico. Além disto, a carcaça do compressor foi estendida a fim de permitir a instalação do sistema de sucção modificado e da instrumentação correspondente, podendo promover a intensificação do aquecimento do fluido antes de entrar no sistema de sucção. Assim, a potência consumida pelo compressor nos teste foi sempre menor que do que a do compressor original devido à menor vazão mássica.

Tabela 5.2. Comparação da vazão mássica e consumo médios obtidos nos testes (CT) com os dados de catálogo (CP).

	BV		MV		AV	
	\dot{m} [kg/h]	\dot{W} [W]	\dot{m} [kg/h]	\dot{W} [W]	\dot{m} [kg/h]	\dot{W} [W]
Catálogo	67,12	1640	98,21	1742	132,16	1960
Medição	53,38	1226,9	80,61	1525,2	112,44	1775,9
Diferença[%]	20,47	25,19	17,92	12,45	14,92	9,39

5.1.2 Dinâmica da válvula de sucção

O escoamento transiente em sistemas de sucção de compressores alternativos é induzido pela dinâmica da válvula de sucção, cujos movimentos de abertura e fechamento promovem pulsações de pressão. Desta forma, medir o movimento de válvula é importante para caracterizar os distintos períodos de transientes das condições locais de pressão, temperatura e velocidade do escoamento.

Como já descrito na seção 3.3.4, a dinâmica da válvula de sucção é caracterizada pelo monitoramento do deslocamento de um ponto de referência da palheta em relação a um sensor fixado na placa de válvulas. Para o compressor testado, a placa de válvulas possui dois orifícios de sucção dispostos em linha em relação duto de saída do *muffler* de sucção. Os dois orifícios de sucção e o posicionamento do sensor já foram apresentados na Figura 3.18. A palheta apresenta um batente, a fim de limitar sua abertura, na forma de rebaixo no cilindro de compressão junto à sua extremidade.

A Figura 5.2 apresenta o deslocamento da válvula de sucção em função do ângulo de manivela para as três condições de operação testadas, considerando como ponto de referência o centro do orifício de sucção mais próximo ao engaste da válvula (o orifício inferior na Figura 4.3). Na mesma figura a linha tracejada representa a altura do batente.

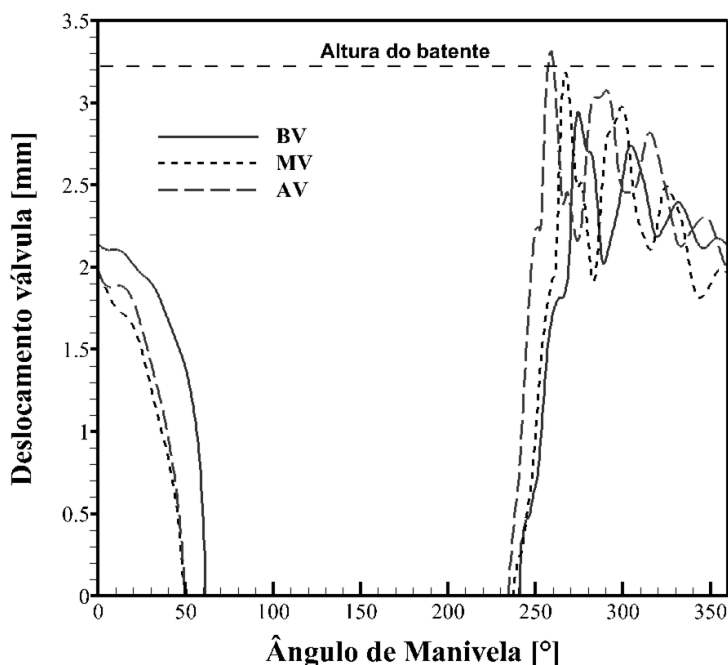


Figura 5.2. Movimento de válvula de sucção para as três condições.

Observa-se na Figura 5.2 que os momentos de abertura e fechamento da válvula são distintos para cada condição. A dinâmica da

válvula de sucção é uma função da diferença de pressão entre a câmara de sucção e câmara de compressão e também de sua massa, sua rigidez, seu amortecimento e de suas dimensões geométricas.

A abertura é mais atrasada à medida que a pressão da linha de sucção é reduzida, já que é necessária uma maior expansão do gás residual na câmara de compressão para se alcançar a pressão necessária para a abertura da válvula. Por outro lado, o fechamento da válvula depende essencialmente da dinâmica da válvula.

Observando especificamente o período de abertura da válvula na Figura 5.3, percebe-se um movimento oscilatório, causado pelo impacto da palheta contra o seu batente. A válvula alcança a maior amplitude de abertura na maior pressão de sucção, pelo fato da mesma ser aberta antes nesta condição. Nota-se também que apenas na condição AV o deslocamento da palheta no ponto de medição alcança um valor maior do que a altura do batente, o que é possível devido à flexibilidade do material da válvula.

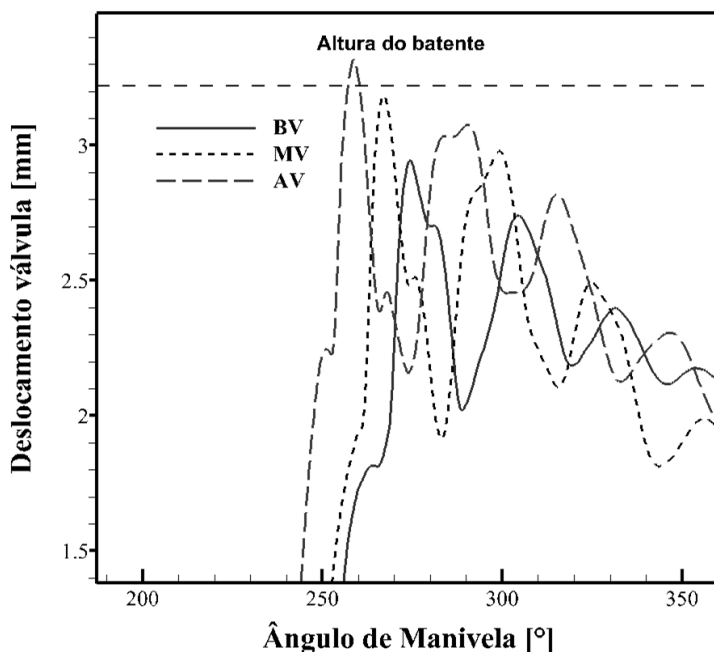


Figura 5.3. Movimento de válvula de sucção instantes após a sua abertura para as três condições.

5.1.3 Transientes de pressão

A Figura 5.4 mostra a variação da pressão no duto de entrada do *muffler* cilíndrico (linha tracejada) e na câmara de sucção (linha cheia) em função do ângulo de manivela para as três condições de teste. Na mesma figura são indicados os ângulos de abertura e fechamento da válvula de sucção, de acordo com os dados da Figura 5.2.

Nas três condições de operação, a pulsação de pressão na câmara de sucção fica bem caracterizada por um regime oscilatório amortecido devido ao atrito viscoso durante o período no qual a válvula se encontra fechada. No instante da abertura da válvula, há uma queda abrupta da pressão local devido à expansão do gás na câmara de sucção.

A dinâmica da pressão no duto de entrada do *muffler* é caracterizada por uma pequena queda de pressão defasada em algumas dezenas de graus do ângulo de manivela em relação à abertura da válvula. Quando a válvula está fechada, a pressão no duto de entrada aumenta e se mantém praticamente constante. Aqui fica evidenciado o papel do *muffler* na atenuação das pulsações originadas na câmara de sucção.

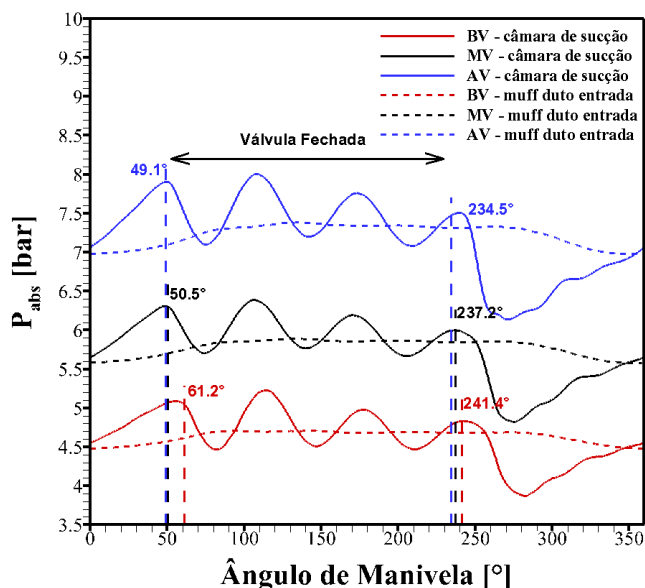


Figura 5.4. Curvas de pressão absoluta na câmara de sucção e no duto de entrada do *muffler* cilíndrico.

Uma forma de melhor avaliar o efeito da condição de operação, caracterizada pela variação da pressão de sucção, sobre as pulsações de pressão no sistema de sucção pode ser alcançada pela subtração da pressão do ambiente interno do compressor dos valores absolutos de cada curva. A Figura 5.5 mostra as curvas de pressão manométrica² resultantes para a câmara de sucção. É visível que as maiores oscilações de pressão e a maior da queda de pressão na abertura da válvula ocorrem para a condição de maior pressão de sucção. Isto decorre dos níveis elevados de velocidade originados pela abertura da válvula em um momento anterior nesta condição.

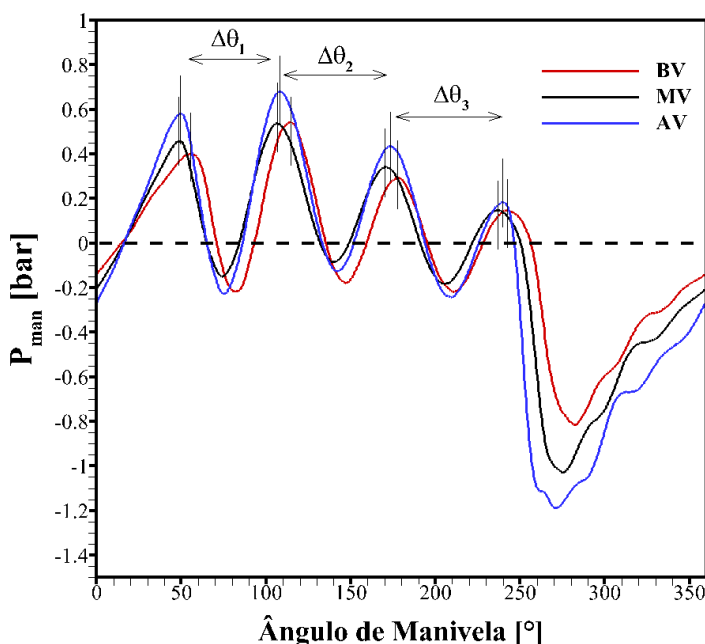


Figura 5.5. Curvas de pressão manométrica na câmara de sucção.

Outro ponto a ser destacado na Figura 5.5 é periodicidade das oscilações de pressão, devido à propagação de ondas de compressão e de expansão, relacionada à velocidade do som local, o comprimento do duto de saída e ao volume da câmara de sucção. Como a velocidade do

² Na presente situação, o termo manométrico é utilizado para representar a diferença da pressão instantânea em relação à pressão do ambiente interno do compressor suposta constante. Logo, a pressão de referência varia de acordo com a condição de teste.

som nas condições termodinâmicas locais é praticamente a mesma nas três condições de operação, conforme indicado na Tabela 4.1, os períodos das oscilações de pressão são também muito semelhantes, como mostra a Tabela 5.3.

Tabela 5.3. Progressão dos períodos entre picos de pressão na câmara de sucção.

	$\Delta\theta_1$	$\Delta\theta_2$	$\Delta\theta_3$
BV	59,3°	63,2°	64,9°
MV	58,0°	63,7°	66,4°
AV	58,6°	65,6°	66,4°

As curvas de pressão manométrica no duto de entrada do *muffler* são apresentadas na Figura 5.6. Nota-se claramente o aumento da magnitude da queda de pressão na condição de operação AV, decorrente da maior depressão no sistema causada pela abertura mais cedo da válvula de sucção. Durante o período em que a válvula encontra-se fechada, a pressão manométrica mantém-se praticamente constante e o seu valor médio é muito próximo da pressão do ambiente interno do compressor.

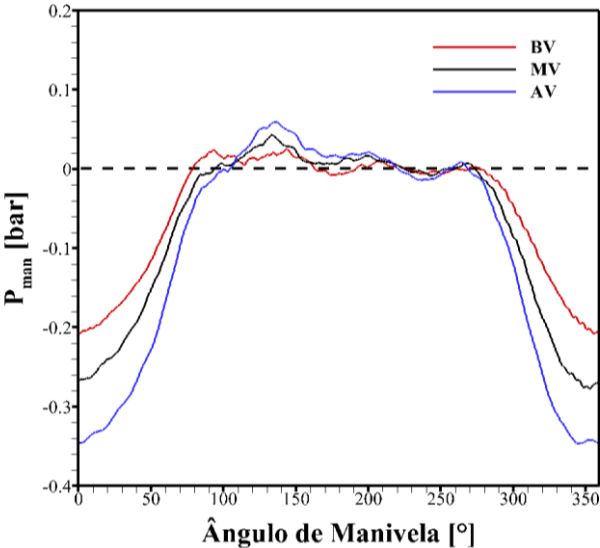


Figura 5.6. Curvas de pressão manométrica no duto de entrada do *muffler* cilíndrico.

5.1.4 Transientes de Velocidade

As medições para transientes de velocidade, pressão e temperatura representam curvas médias das três baterias de testes. A Figura 5.7 apresenta a velocidade medida pelas sondas operando no modo de temperatura constante (CTA), instaladas na entrada e na saída do *muffler* ao longo de um ciclo completo de compressão, para as três condições de operação testadas (BV, MV, AV). O comprimento do fio de cada sensor é tal que cobre uma extensão de 12,5% do diâmetro do duto. O sensor foi posicionado no centro do duto e a medição corresponde à velocidade sobre o sensor em cada instante de tempo. Relembrando, os sinais instantâneos de tensão fornecidos pelas sondas foram convertidos em velocidade através correlação de Kramers (1946) para fio infinito, conforme justificado no capítulo 3.

Da Figura 5.7 percebe-se que os transientes de velocidade estão coerentes com os demais resultados da dinâmica da válvula e de pressão. Com a abertura da válvula de sucção, há uma forte aceleração do escoamento local defasada em alguns graus tanto no duto de entrada como no de saída devido à depressão observada no mesmo período na câmara de sucção (Figura 5.5). No período em que a válvula encontra-se fechada, observam-se as oscilações típicas do escoamento devido à propagação de ondas de pressão no duto de saída. Deve-se lembrar de que as sondas utilizadas não discernem o sentido do escoamento, o que justifica a aparente aceleração do escoamento no duto de entrada no mesmo período quando na verdade corresponde ao refluxo do escoamento. Essa situação pode ser corroborada pela pressão manométrica positiva da Figura 5.6.

Uma forma de verificar se há coerência na conversão dos sinais de tensão em velocidade das sondas com a correlação de Kramers é por meio de uma comparação do valor de velocidade média ao longo de um ciclo de compressão de cada sonda com a velocidade média estimada da vazão indicada pelo fluxímetro coriolis. A velocidade média \bar{U}_{flux} obtida pela vazão mássica do fluxímetro, \dot{m} , é calculada por

$$\bar{U}_{flux} = \frac{4\dot{m}}{\pi \rho D^2} \quad [5.1]$$

onde D é o diâmetro do duto (entrada ou saída *muffler* cilíndrico) e $\bar{\rho}$ é a densidade do fluido nas condições locais médias de pressão e temperatura.

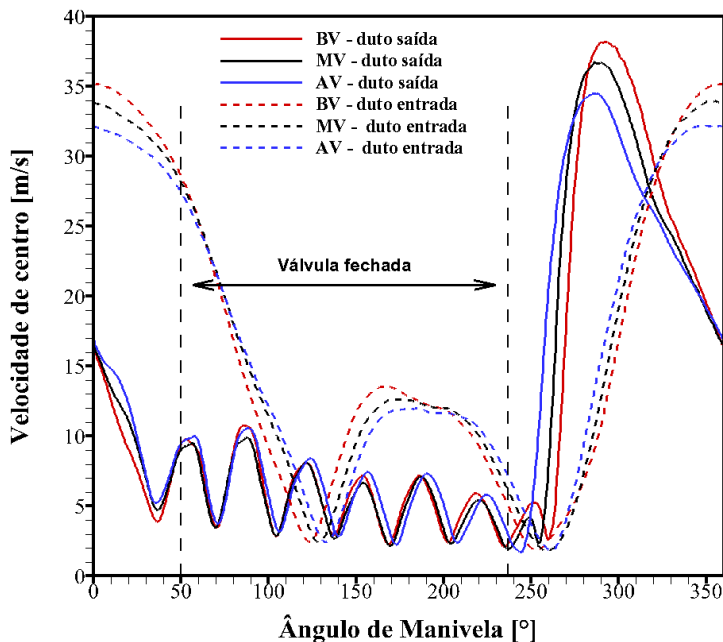


Figura 5.7. Velocidades de centro no duto de entrada e saída do *muffler* avaliadas com a correlação de Kramers para fio infinito.

É importante destacar que a velocidade média obtida com a Equação [5.1] não pode ser comparada diretamente com a velocidade média da sonda já que a última corresponde à velocidade de centro. Segundo Fox e McDonald (2005) a velocidade no centro de um duto, $U_{flux,centro}$, para um escoamento turbulento pode ser obtida a partir da velocidade média da seguinte forma

$$U_{flux,centro} = \bar{U}_{flux} \frac{[(n+1) \cdot (2n+1)]}{2n^2} \quad [5.2]$$

onde n é o expoente do perfil de velocidade da lei da potência para um escoamento turbulento totalmente desenvolvido, o qual pode ser calculado por meio do número de Reynolds do escoamento,

$$n = -1,7 + 1,8 \log(\text{Re}_D) \quad [5.3]$$

Vale destacar que a expressão [5.3] não é válida para as condições do escoamento do sistema de sucção, onde este é sempre transiente devido à dinâmica do processo de compressão. No entanto, como não foi encontrada na literatura uma correlação mais adequada, optou-se utilizar a expressão para fins de comparação inicial.

As Tabelas 5.4 e 5.5 mostram a comparação entre os dados de velocidade no centro do duto nas seções de entrada e saída do sistema de sucção, respectivamente, obtidos com as sondas e com o fluxímetro. Constata-se que as diferenças absolutas entre as velocidades são pequenas levando-se em consideração o uso correlação para fio infinito de Kramers (1946). No entanto, o aumento da velocidade média com a vazão mássica é quase imperceptível nas medições com as sondas. Percebe-se também, da Tabela 5.6 que a diferença entre as velocidades médias entre os dutos de entrada e saída é significativa no caso das medições com as sondas ($\sim 4,5 \text{ m/s}$).

Tabela 5.4. Comparação das velocidades de centro do fluxímetro e da sonda no duto de entrada.

	$U_{\text{flux,centro}}$ [m/s]	\bar{U}_{sonda} [m/s]	Diferença [m/s]
BV	13,4	16,8	3,4
MV	15,7	16,8	1,1
AV	16,8	16,8	0,0

Tabela 5.5. Comparação das velocidades de centro do fluxímetro e da sonda no duto de saída.

	$U_{\text{flux,centro}}$ [m/s]	\bar{U}_{sonda} [m/s]	Diferença [m/s]
BV	13,6	12,0	1,6
MV	15,8	12,0	3,8
AV	16,9	12,5	4,4

Tabela 5.6. Diferença absoluta entre as velocidades de centro da sonda no duto de entrada e saída.

	Fluxímetro	Sondas
BV	0,2 m/s	4,8 m/s
MV	0,1 m/s	4,8 m/s
AV	0,1 m/s	4,3 m/s

A razão principal dessas incoerências está diretamente relacionada ao balanço de energia realizado para a sonda com a hipótese de filamento infinito. Na situação real, quanto maior a velocidade de escoamento, maior a quantidade de energia perdida por condução nas hastes da sonda. Essa parcela de calor, ignorada na análise de fio infinito, apresenta maior influência sobre a medição justamente nos momentos de pico de velocidade. De fato, o uso da correlação de Kramers para fio infinito pode apresentar erros de até 25% (MORRIESEN, 2009).

Existe também uma possível fonte de erro causada pela presença do óleo lubrificante transportado pelo gás ao longo do sistema. O óleo lubrificante, utilizado no compressor para a lubrificação das partes móveis e dissipação parcial do calor gerado pelo processo de compressão, entra em contato com o gás principalmente na câmara de compressão. Dependendo das condições de equilíbrio químico entre fluido refrigerante e óleo, parte do óleo migra para fora do compressor, mantendo-se suspenso no estado líquido no fluido refrigerante.

No compressor utilizado nos testes, o processo de sucção é do tipo indireto. Logo, permite-se também que o fluido refrigerante entre em contato com óleo em duas situações adicionais à câmara de compressão. A primeira, quando o refrigerante deixa o passador de sucção, se adentra no volume interno da carcaça e entra em contato com o óleo armazenado no cárter do compressor antes de entrar no sistema de sucção. A segunda situação ocorre na partida do compressor, quando a pressão da linha de sucção cai e o refrigerante em equilíbrio com o óleo se desprende formando espuma. A formação de espuma depende de uma série de fatores entre eles a tensão superficial do óleo e as condições de equilíbrio termodinâmico da mistura óleo/refrigerante. Eventualmente, a espuma pode alcançar a entrada do sistema de sucção, sendo carregada pelo escoamento.

O sinal de tensão fornecido por uma sonda operando em CTA depende da velocidade do escoamento e das propriedades térmicas do fluido no qual está inserida. Como o filamento da sonda é mantido a uma temperatura constante maior do que a do ambiente circundante, espera-se que a tensão necessária para isto seja maior em um escoamento de mistura gás/óleo do que aquela que seria requerida em um escoamento somente de gás.

Por outro lado, a deposição de óleo no filamento pode ocorrer, já que óleos ésteres evaporam em torno de 700K à pressão atmosférica. Em tais situações, uma película de óleo pode se formar sobre o filamento, alterando a dinâmica de operação da sonda.

Uma forma de verificar a hipótese da influência do óleo sobre as medições poderia ser pela avaliação das propriedades físicas do fluido considerando a suspensão do óleo. Entretanto, não foi encontrada nenhuma referência sobre a variação das propriedades do fluido refrigerante R404a na presença de óleo lubrificante RL-22, conforme adotados no compressor testado.

Em função do exposto, erros nas medições de velocidade no presente trabalho são atribuídos à ausência de uma calibração apropriada das sondas na faixa de velocidade do escoamento e à presença de óleo lubrificante suspenso no fluido refrigerante. Como discutido no capítulo 3, os níveis de velocidade no sistema de sucção são bem mais elevados do que aqueles que podem ser caracterizados no sistema de calibração disponível durante a execução do trabalho.

Apesar das incoerências observadas na velocidade instantânea das sondas utilizando uma correlação para fio infinito, o transiente de velocidade ao longo de um ciclo de compressão independe da conversão. Isto é assim, pois a dinâmica do escoamento é captada diretamente pela tensão de saída do circuito CTA.

Para melhor descrever a dinâmica do escoamento, a Figura 5.8 apresenta a pulsação de pressão manométrica na câmara de sucção e o transiente de velocidade no duto de saída para a condição de operação AV. Como pode ser observado, há uma forte queda de pressão quando a válvula se abre, representada pela pressão manométrica negativa, $-p$, acompanhada de uma forte aceleração do escoamento no duto de saída. A velocidade local alcança um pico e então decai, à medida que a pressão se eleva. Os picos de velocidade máxima e pressão mínima estão defasados em alguns graus, devido à inércia do escoamento e também devido à defasagem dos pontos de medição. Da mesma forma, as oscilações de velocidade se mostram também defasadas em relação às pulsações de pressão quando a válvula se encontra fechada, havendo amortecimento das oscilações até a abertura da válvula.

Embora as sondas utilizadas nas medições de velocidade não sejam capazes de reconhecer o sentido do escoamento, conforme indicado na seção 3.3.5, o mesmo pode ser inferido da pulsação de pressão na câmara de sucção. Quando a pressão é negativa ($-p$) em relação à pressão do ambiente do compressor, verifica-se que o sentido escoamento se dá preferencialmente para a câmara de sucção ($+U$) e vice versa.

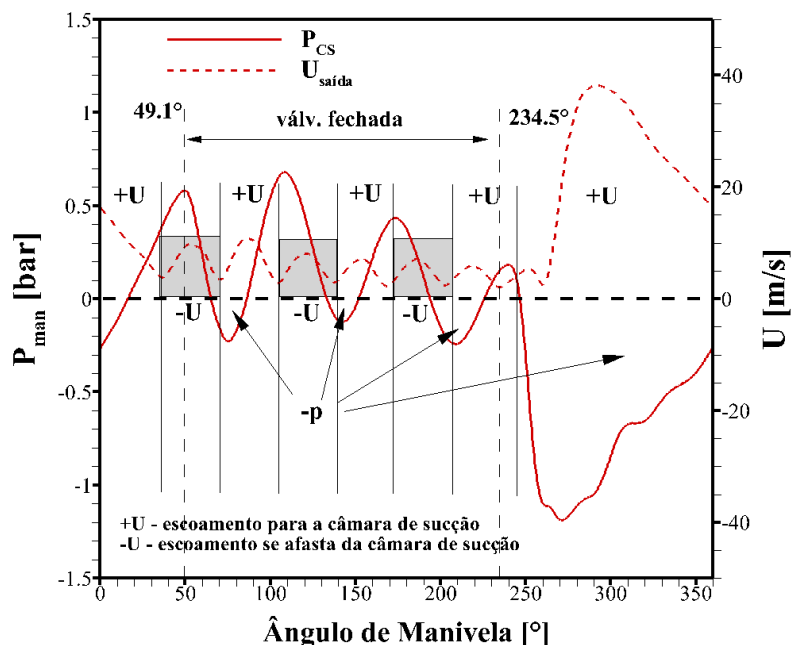


Figura 5.8. Comparação do transiente de velocidade no duto de saída e a pulsção de pressão na câmara de sucção para a condição AV.

A Figura 5.9 apresenta os resultados de pressão manométrica e velocidade no duto de entrada do *muffler* para a condição de operação AV. Verifica-se que a aceleração do escoamento e a queda de pressão estão em fase após a abertura da válvula. O escoamento atinge um máximo de velocidade e então é desacelerado de acordo com o aumento progressivo da pressão local. Aproximadamente no ângulo de manivela 100°, a pressão se torna maior que a pressão do ambiente interno do compressor de forma a favorecer um escoamento reverso ($-U$), ou seja, o gás sai do sistema de sucção. Em seguida o escoamento atinge um novo ponto de velocidade máxima e então desacelera antes mesmo da abertura da válvula. Justifica-se a desaceleração pela pressão negativa no mesmo período.

Conclusões semelhantes para as condições MV e BV podem ser obtidas, alterando-se apenas a magnitude das variáveis, o instante de aceleração e desaceleração e o número de oscilações no duto de saída.

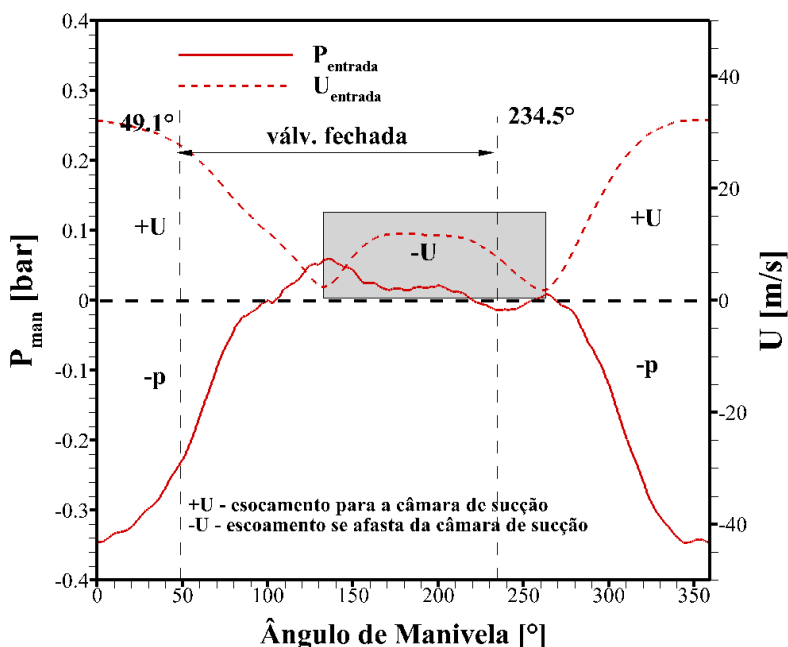


Figura 5.9. Comparação do transiente de velocidade e pulsação de pressão no duto de entrada do muffler para a condição AV.

5.1.5 Transientes de temperatura

As mesmas sondas usadas para a medição de velocidade foram operadas no modo de corrente constante (CCT) para a medição da variação temporal da temperatura. As Figuras 5.10, 5.11 e 5.12 apresentam as curvas de temperatura nos dutos de entrada e saída do muffler para as condições de operação BV, MV e AV, respectivamente.

Nos mesmos gráficos são mostradas as curvas de temperatura com e sem a correção para efeitos de inércia térmica, os quais foram corrigidos a partir das medições de velocidade. As curvas de temperatura apresentam suavização por meio de um tratamento combinado de média móvel e filtro harmônico sugerido por Morriesen (2009). De uma maneira geral, a correção da inércia térmica não introduz diferenças significativas entre as curvas de temperatura com e sem correção.

As temperaturas médias ao longo do ciclo obtidas dos transientes de temperatura para as três condições de operação são comparadas com as temperaturas medidas por termopares localizados próximo às sondas. A Tabela 5.7 apresenta tal comparação na entrada do *muffler*, observando-se uma diferença em torno de 3°C entre as temperaturas avaliadas pelos dois tipos de sensor. O termopar está posicionado na entrada do *muffler*, onde o fluido é acelerado ao entrar no sistema de sucção, causando uma queda local de temperatura. Isto pode justificar parcialmente a menor temperatura avaliada pelos termopares. Erros inerentes às diferentes técnicas de medição também devem ser considerados. A comparação entre as temperaturas médias obtidas pelos dois sensores na saída do *muffler* é mostrada Tabela 5.8. Neste caso, a diferença entre os dispositivos é menor, em torno de 1,5°C.

Tabela 5.7. Comparação da temperatura do termopar e da temperatura média da sonda. Duto de entrada.

	Sonda duto entrada		Termopar na entrada do <i>muffler</i> [°C]		Diferença [°C]
	Média do ciclo	σ	Média	σ	
BV	68,4	2,3	66,3	0,9	2,1
MV	63,8	1,6	60,4	0,5	3,4
AV	58,9	0,9	55,9	0,4	3,0

Tabela 5.8. Comparação de temperatura do termopar e da temperatura média da sonda. Duto de saída.

	Sonda duto saída [°C]		Termopar na câmara de sucção [°C]		Diferença [°C]
	Média do ciclo	σ	Média	σ	
BV	72,2	0,5	70,5	0,9	1,7
MV	64,6	0,8	63,2	0,5	1,4
AV	59,7	0,3	57,8	0,5	1,9

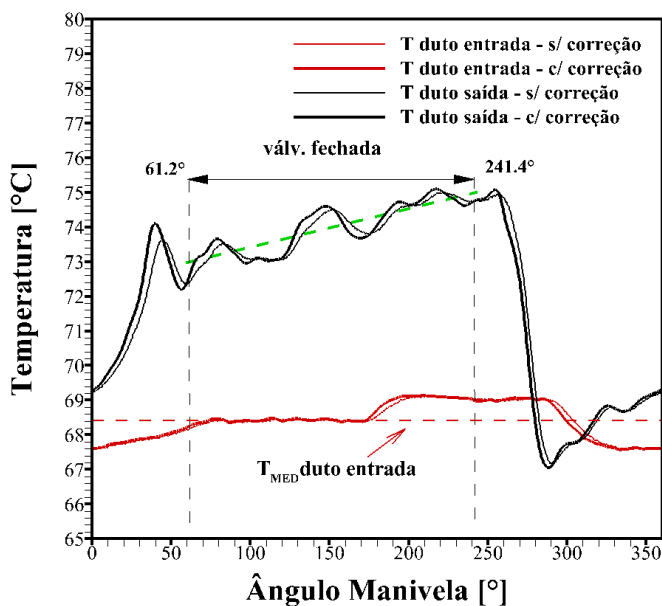


Figura 5.10. Temperaturas no duto de entrada e saída do *muffler*. Condição BV.

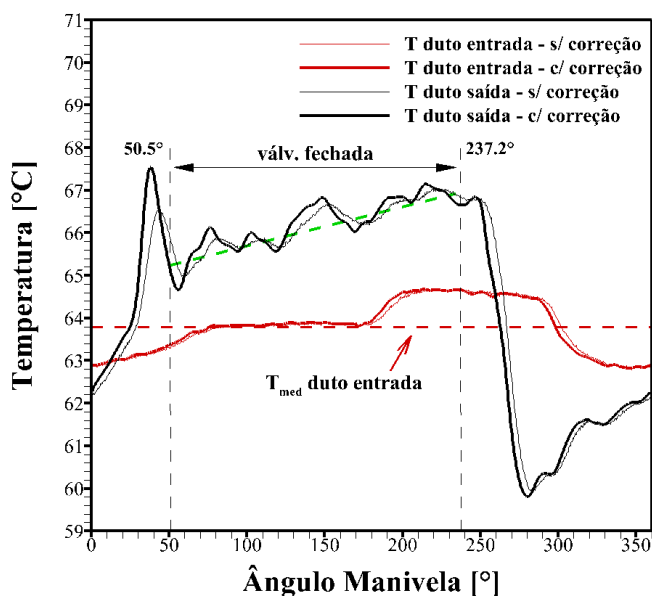


Figura 5.11. Temperaturas no duto de entrada e saída do *muffler*. Condição MV.

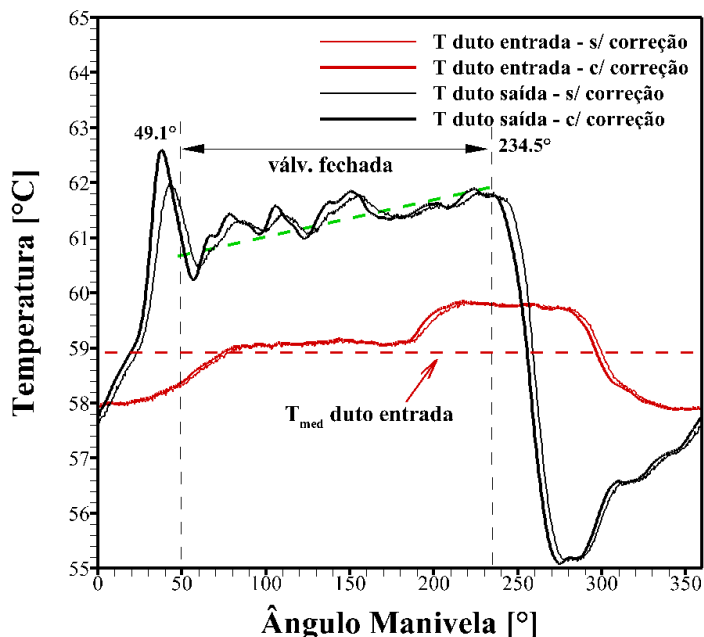


Figura 5.12. Temperaturas no duto de entrada e saída do *muffler*. Condição AV.

Nas Figuras 5.10, 5.11 e 5.12 observa-se uma queda abrupta de temperatura junto à câmara de sucção após a abertura da válvula, o que é uma consequência da expansão do gás naquela região. Após alcançar um ponto de mínimo, a temperatura aumenta em fase com o aumento da pressão local. Antes do fechamento da válvula, a temperatura alcança um máximo local, também em fase com o aumento da pressão, provavelmente ao refluxo de gás no orifício de sucção.

Durante o período em que a válvula encontra-se fechada, observam-se oscilações de temperatura na saída do *muffler* em função de ondas de compressão e expansão que passam de forma alternada no ponto de medição. Assim como verificado experimentalmente por Bauer *et al.* (1994) e Morriesen (2009), observa-se um aumento da temperatura concomitante com oscilações de magnitude no período em que a válvula está fechada, indicado pela linha tracejada verde. O aumento ocorre devido ao fluido se encontrar no interior de um volume (câmara de sucção e duto de saída), cujas temperaturas de parede (Figura 5.1) estão muito acima da temperatura local média do fluido (Tabela 5.1).

5.1.6 Caracterização do superaquecimento

A Tabela 5.9 apresenta as temperaturas inicial e final ao período de fechamento de válvula. Nota-se que o aumento da temperatura é maior para a condição BV, pois a diferença entre as temperaturas do fluido e da superfície da câmara de sucção é maior, intensificando a transferência de calor. Deve ser observado que este aquecimento ocorre em um curto espaço de tempo, em torno de 9ms.

Tabela 5.9. Aquecimento do fluido durante o período que a válvula encontra-se fechada no duto de saída.

	Temperatura Inicial [°C]	Temperatura Final [°C]	Aumento [°C]
BV	72,6	74,9	2,3
MV	65,4	66,9	1,5
AV	60,8	61,8	1,0

Para as curvas de temperatura na entrada do *muffler*, também mostradas nas Figuras 5.10, 5.11 e 5.12, observa-se uma queda de temperatura com um atraso em relação à expansão do gás na câmara de sucção. Após essa queda, a temperatura aumenta até alcançar a temperatura média de ciclo estabilizando-se por aproximadamente 1/3 do período total do ciclo. Devido ao refluxo do escoamento no duto de entrada indicado na Figura 5.9, a temperatura aumenta até atingir um segundo patamar. A elevação da temperatura é justificada pelo fato do refluxo trazer fluido com temperatura mais elevada da câmara de expansão.

A Tabela 5.10 apresenta a variação de temperatura média do gás entre a entrada e a saída do sistema de sucção. A elevação de temperatura é mais significativa na condição de operação BV devido à ação combinada de dois fenômenos. O primeiro é a maior diferença entre as temperaturas das superfícies do *muffler* de sucção e do fluido na entrada do *muffler*. Embora de importância menor, o segundo motivo se refere aos menores níveis de velocidade na condição BV, permitindo que o fluido esteja em contato com as superfícies aquecidas por um maior período de tempo. O desvio padrão para a temperatura da sonda localizada na entrada do *muffler* (Tabela 5.7) é maior para a condição BV. Assim, há também um erro maior na avaliação do aumento da temperatura para esta condição.

Tabela 5.10. Aquecimento do fluido na passagem pelo *muffler* de sucção. Temperaturas avaliadas pelas sondas como médias em um ciclo de compressão.

	Temperatura Entrada [°C]	Temperatura Saída [°C]	Aumento [°C]
BV	68,4	72,2	3,83
MV	63,8	64,6	0,81
AV	58,9	59,7	0,78

Se for analisado o superaquecimento total do gás, ou seja, considerando a sua passagem desde a entrada no compressor até a câmara de sucção, verifica-se que o maior aumento de temperatura ocorre no interior da carcaça do compressor. A Tabela 5.11 mostra os aumentos de temperatura desde a entrada do compressor até a entrada do sistema de sucção, $\Delta T_{vol,int}$, e da entrada do sistema de sucção até a câmara de sucção, $\Delta T_{sist,suc}$, comparando-os com o aumento total, ΔT_{tot} . As temperaturas foram avaliadas com os termopares. Deve ser mencionado que o compressor testado possui um sistema de sucção indireta e esta é a razão pelo superaquecimento pequeno do gás verificado no sistema de sucção em relação ao total. O fato é que o gás que entra no compressor se mistura com o gás aquecido no interior da carcaça e, então, esta mistura é aspirada pelo sistema de sucção. Este tipo de sistema de sucção indireta é adotado neste tipo de compressor justamente para garantir que o gás esteja sempre superaquecido ao entrar na câmara de compressão.

Tabela 5.11. Aquecimento do fluido desde a entrada no compressor até a câmara de sucção.

	ΔT_{tot} [°C]	$\Delta T_{vol,int}$ [°C]	$\Delta T_{vol,int}/$ ΔT_{tot} [%]	$\Delta T_{sist,suc}$ [°C]	$\Delta T_{sist,suc}/$ ΔT_{tot} [%]
BV	36,1	31,9	88,4	4,2	11,6
MV	29,7	26,9	90,6	2,8	9,4
AV	24,6	22,7	92,3	1,9	7,7

5.2 VALIDAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

A validação do modelo numérico foi realizada através de uma comparação direta entre os resultados numéricos e experimentais obtidos para as três condições de operação.

A Figura 5.13 apresenta as vazões mássicas instantâneas prescritas na saída da geometria do sistema de sucção adotada nas simulações, as quais foram obtidas com o código RECIP (USSYK, 1984). Percebe-se que o código prevê refluxo para todas as condições de operação, sendo maior quanto menor é a pressão da linha de sucção.

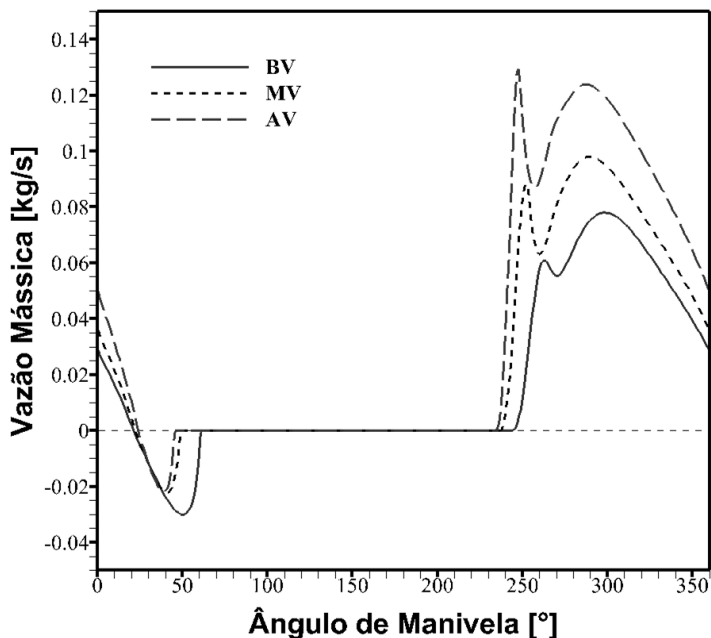


Figura 5.13. Vazão mássica instantânea prescrita na saída da geometria simulada para as três condições testadas.

A oscilação da vazão após a abertura da válvula de sucção é consequência da diferença de pressão entre as câmaras de sucção e de compressão, bem como da dinâmica da válvula. Logo na abertura da válvula existe uma grande diferença de pressão, a qual, em conjunto com a abertura rápida da válvula, propicia um aumento rápido de vazão.

No entanto, este aumento repentino de vazão origina um aumento de pressão na câmara de compressão, mesmo com o movimento descendente do pistão, resultando na redução da vazão logo em seguida. Esta redução de vazão e o movimento de expansão do pistão ocasionam, então, novo aumento de vazão.

A simulação do escoamento do sistema de sucção teve que ser realizada ao longo de três ciclos completos de compressão a fim de alcançar a condição de regime completamente periódico. Deve-se ressaltar que um número maior de ciclos é necessário para atingir o regime periódico no caso da transferência de calor, mas por questões de custo computacional considerou-se o terceiro ciclo para efeito de análise. A saber, a mudança da taxa de transferência de calor no *muffler* de sucção do primeiro para o segundo ciclo e do segundo para o terceiro ciclo não é maior do que 6% e 1%, respectivamente, o que evidencia que os valores de regime periódico não estariam tão afastados dos resultados apresentados no presente documento. Embora a simulação do compressor com o código RECIP seja de custo extremamente baixo, a simulação do escoamento no sistema de sucção propriamente dita demandou um total de 25 dias de processamento em computador pessoal com processador Intel i7 950 de 4 núcleos.

A comparação entre os resultados numéricos e experimentais da pressão na câmara de sucção encontra-se na Figura 5.14 para as três condições de operação. A pressão avaliada numericamente representa a média volumétrica na câmara de sucção. Nota-se uma concordância razoável entre as amplitudes de oscilações da pressão durante o período em que a válvula se encontra fechada. A defasagem entre as oscilações pode estar associada à modificação da geometria adotada na simulação, a qual considera apenas um orifício para a válvula de sucção. Naturalmente, a concordância entre os resultados é também relacionada ao nível de acurácia do próprio código RECIP em prever corretamente a vazão através da válvula que é usada como condição de contorno na simulação numérica do sistema de sucção. Após a abertura da válvula, os resultados numéricos e experimentais mostram variações de pressão similares, mas com certa diferença de magnitude.

A comparação dos resultados de pressão na entrada do sistema de sucção (Figura 5.15) mostra que o modelo prevê uma queda de pressão um pouco mais acentuada com a abertura da válvula de sucção. No entanto, há uma boa concordância no nível de pressão no período em que a válvula encontra-se fechada para todas as condições de operação.

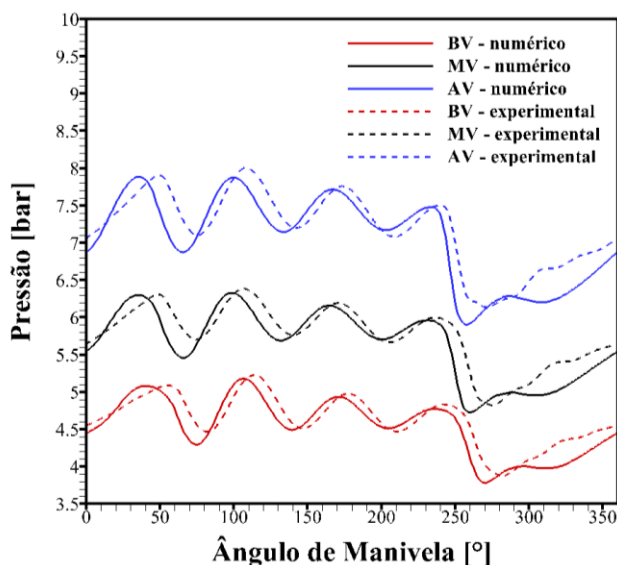


Figura 5.14. Comparação da pulsação de pressão experimental e numérica na câmara de sucção para as três condições testadas.

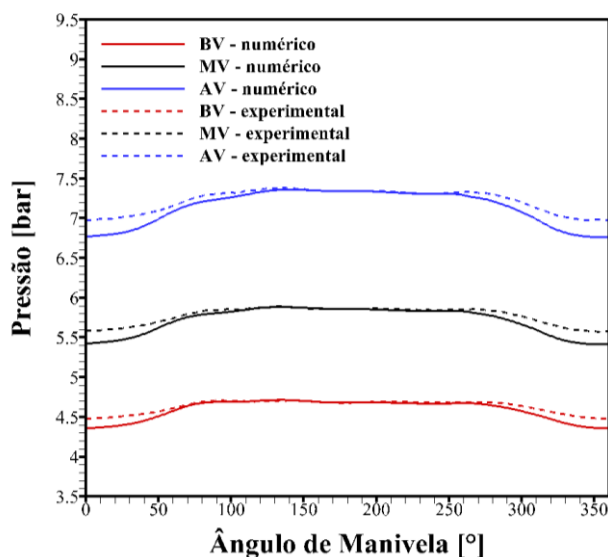


Figura 5.15. Comparação da pulsação de pressão experimental e numérica no duto de entrada para as três condições testadas.

As Figuras 5.16 e 5.17 mostram comparações entre medições e previsões numéricas de velocidade na saída e na entrada do sistema de sucção. As velocidades médias nas sessões são calculadas com base na vazão mássica instantânea \dot{m}_t na sessão do duto de interesse,

$$U_{\dot{m}} = \frac{4\dot{m}_t}{\pi \bar{\rho}_t D^2} \quad [5.4]$$

onde D é o diâmetro do duto e $\bar{\rho}_t$ é a densidade média na área instantânea do fluido. É bem evidente a diferença das magnitudes entre os dados numéricos e experimentais, embora haja concordância razoável em relação às oscilações devido ao regime pulsante do escoamento. As velocidades negativas previstas com o modelo numérico evidenciam períodos de escoamento reverso no sistema como já discutido na seção 5.1.4.

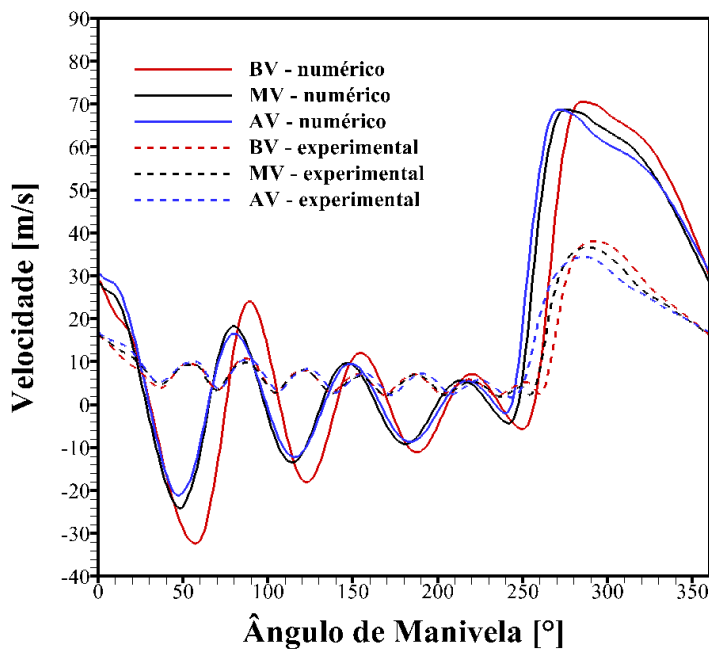


Figura 5.16. Comparação da velocidade instantânea experimental e numérica no duto de saída para as três condições testadas.

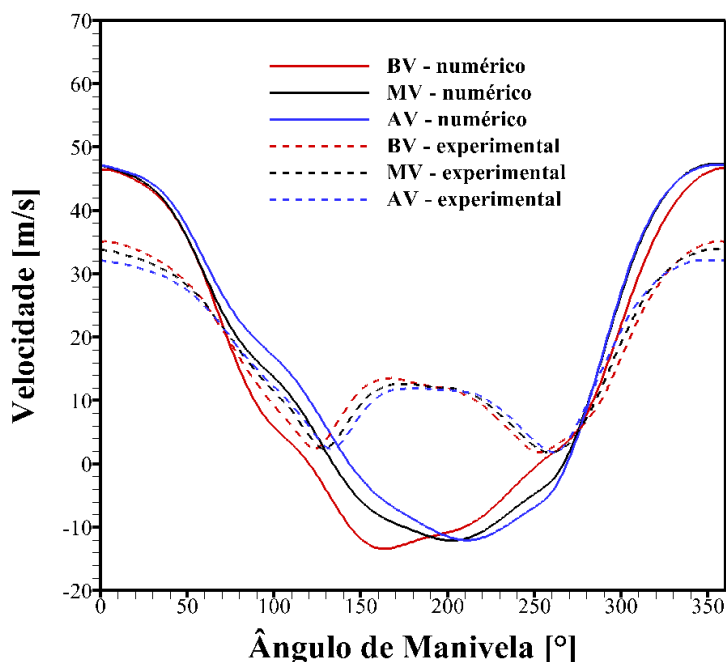


Figura 5.17. Comparação da velocidade instantânea experimental e numérica no duto de entrada para as três condições testadas.

Nas Tabelas 5.12 e 5.13 são comparadas as velocidades médias no ciclo obtidas com a Equação [5.4] e as velocidades médias avaliadas com a vazão mássica do fluxímetro coriolis, \bar{U}_{flux} . Nota-se uma diferença entre os resultados numéricos e experimentais de velocidade média em torno de 25%, a qual pode ser atribuída a erros na vazão mássica instantânea avaliada pelo código RECIP e a própria modelação da turbulência.

Tabela 5.12. Comparação das velocidades médias numéricas e fluxímetro no plano de localização da sonda do duto de entrada.

	\bar{U}_{flux} [m/s]	\bar{U}_m [m/s]	Diferença [m/s]
BV	11,1	13,2	2,1
MV	13,1	15,1	2,0
AV	14,1	16,1	2,0

Tabela 5.13. Comparação das velocidades médias numéricas e fluxímetro no plano de localização da sonda do duto de saída.

	\bar{U}_{flux} [m/s]	\bar{U}_{m} [m/s]	Diferença [m/s]
BV	11,3	14,8	3,5
MV	13,1	16,6	3,5
AV	14,2	17,6	3,4

Resultados de temperatura instantânea na entrada do sistema de sucção são comparados na Figura 5.18. Novamente os resultados numéricos representam a temperatura como uma média na seção transversal da região em que a sonda é instalada. Os resultados apresentam concordância razoável, embora a temperatura prevista pelo modelo esteja subestimada em aproximadamente 4°C em todas as condições de operação.

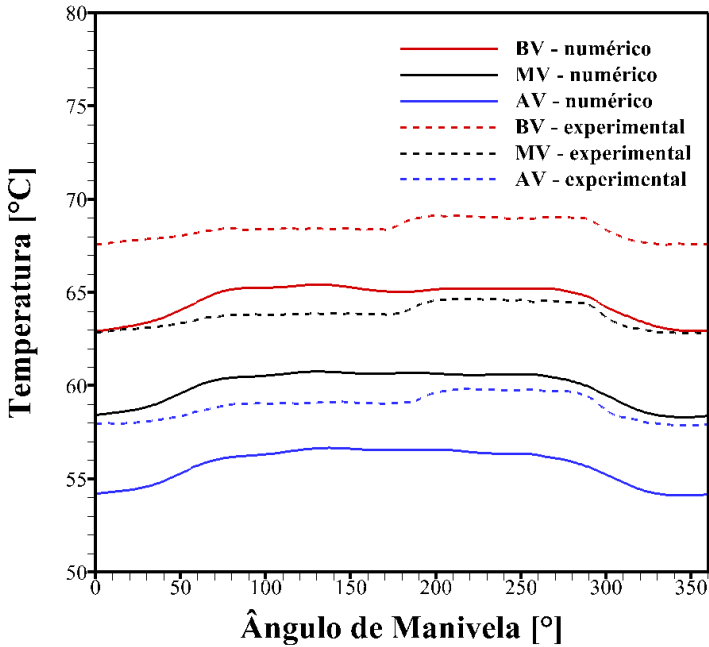


Figura 5.18. Comparação da temperatura instantânea experimental e numérica no duto de entrada para as três condições testadas.

É interessante notar que o aumento previsto numericamente para a temperatura média do fluido desde a entrada do domínio computacional, indicados pela variável P_{amb} na Figura 4.4(a), até a entrada do sistema de sucção é pequeno quando comparado com os resultados experimentais (Tabela 5.14). Os resultados numéricos de variação negativa de temperatura são justificados pela aceleração do escoamento e, assim, redução de pressão, na entrada no sistema de sucção. De fato, talvez a posição da medição de temperatura para a prescrição necessária na entrada do domínio computacional não seja a mais adequada para o presente problema.

Tabela 5.14. Comparação do aumento da temperatura média no ciclo do fluido desde sua entrada no domínio até o plano do duto de entrada.

	Experimental [°C]	Númerico [°C]
BV	3,6	-0,42
MV	3,4	-0,44
AV	2,7	-0,45

A Figura 5.19 apresenta a comparação entre os resultados numéricos e experimentais de temperatura na seção na saída do sistema de sucção, junto à câmara de sucção. Levando-se em consideração que a temperatura do fluido prevista na entrada do *muffler* é menor do que aquela indicada pelo sensor, o modelo numérico prevê um maior aquecimento do gás ao longo de sua passagem pelo *muffler*, conforme indicado na Tabela 5.15. Esta diferença significativa pode estar associada às condições de contorno térmicas escolhidas para a câmara de sucção e o duto de saída, originando o aquecimento excessivo do fluido junto à câmara de sucção. Talvez uma discretização mais detalhada nas superfícies da região de saída do sistema de sucção baseado em dados experimentais possa melhorar a acurácia dos resultados numéricos. Outra modificação que merece ser investigada é a inclusão de um modelo para a solução da condução tridimensional nas paredes da câmara de sucção.

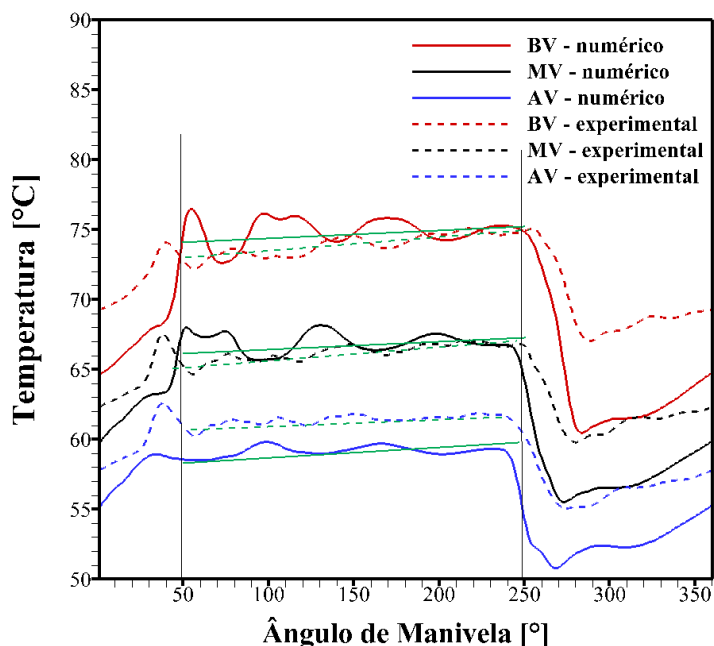


Figura 5.19. Comparação da temperatura instantânea experimental e numérica no duto de saída para as três condições testadas.

Tabela 5.15. Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o aquecimento médio do fluido ao longo do muffer de sucção.

	Experimental [°C]	Númérico [°C]
BV	3,8	3,6
MV	0,8	3,5
AV	0,8	1,2

A Tabela 5.16 apresenta a previsão numérica do aumento da temperatura do gás durante o período em que a válvula permanece fechada, representado pela inclinação das linhas cheias verdes na Figura 5.19. A comparação com os dados experimentais demonstra que o modelo prevê bem o aquecimento do gás.

Tabela 5.16. Comparação entre resultados numéricos e experimentais para o aquecimento do fluido durante o período que a válvula está fechada.

	Experimental [°C]	Númérico [°C]	Diferença [°C]
BV	2,3	2,2	0,1
MV	1,5	1,2	0,3
AV	1,0	0,7	0,3

5.3 ANÁLISE NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De maneira geral, o modelo numérico prevê razoavelmente o escoamento pulsante no sistema de sucção ao longo de um ciclo de compressão. Apesar das diferenças encontradas entre os resultados numéricos e experimentais, o modelo numérico pode ser empregado para a descrição qualitativa do processo transferência de calor no sistema. Por exemplo, a avaliação da transferência de calor nas superfícies que compõem o *muffler* cilíndrico pode auxiliar no melhor entendimento de como a dinâmica do escoamento afeta o aquecimento do fluido.

Para verificar a causa das diferenças de temperatura encontradas entre os resultados numéricos e experimentais, a Tabela 5.17 apresenta previsões para a temperatura média entre o duto de entrada do sistema de sucção e o volume do *muffler*. Nota-se que o aquecimento do fluido pela sua passagem nas duas regiões é muito pequeno. Logo, grande parte do superaquecimento ocorre no duto de saída do *muffler* e na câmara de sucção, evidenciando que provavelmente as condições de contorno nessas regiões pode não ser as mais adequadas.

Tabela 5.17. Temperaturas médias volumétricas ao longo de um ciclo de compressão.

	Duto de Entrada [°C]	Câmara de Expansão [°C]	Aumento [°C]
BV	64,6	65,0	0,4
MV	60,0	60,2	0,2
AV	55,8	56,0	0,2

A Figura 5.20 apresenta as taxas de transferência de calor nas seis superfícies que compõe o sistema de sucção para a condição de

operação BV. Por convenção, um valor positivo de taxa de transferência corresponde à situação em que o fluido recebe calor da superfície e vice-versa.

Conforme mostrado na seção 4.4, a superfície lateral do volume do *muffler* foi seccionada em duas partes iguais já que a mesma está sujeita a duas temperaturas médias bem distintas, uma delas corresponde à temperatura do ambiente interno da carcaça e a outra à temperatura de superfície do estator. Nota-se na Figura 5.20 que grande parte da transferência de calor para o fluido ocorre no duto de saída. Percebe-se também que a curva de variação da transferência no duto de saída assemelha-se àquela do transiente de velocidade (Figura 5.16). Os transientes da taxa transferência de calor nas demais superfícies assemelham-se aos transientes de velocidade do duto de entrada (Figura 5.17). Desta forma, pode-se concluir que a dinâmica do escoamento devido à propagação de ondas de pressão originadas na câmara de sucção influencia principalmente a transferência de calor no duto de saída.

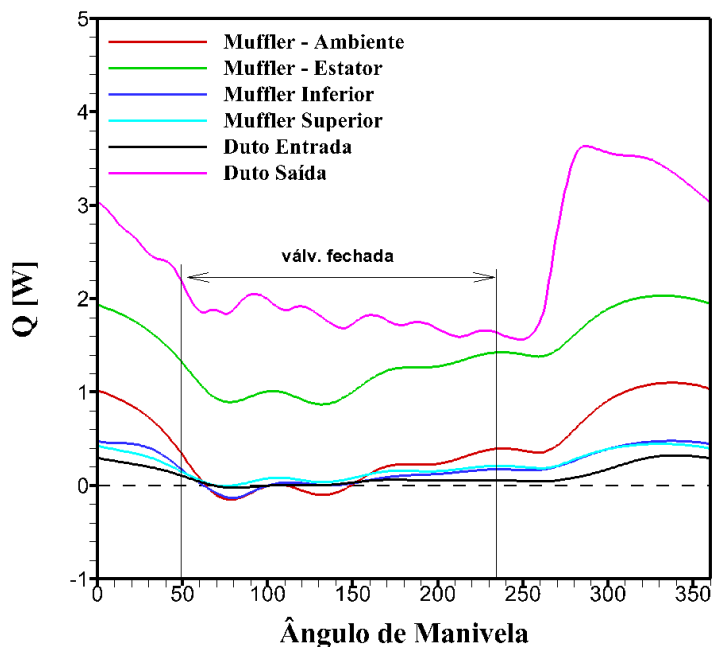


Figura 5.20. Taxa de transferência de calor instantânea nas paredes do *muffler* cilíndrico para a condição BV.

A Figura 5.20 também mostra que a transferência de calor é intensificada em todas as superfícies com a abertura da válvula de sucção. Por exemplo, a Tabela 5.18 indica que, apesar de os períodos de abertura e fechamento da válvula serem praticamente iguais para os três casos simulados, o calor trocado entre as superfícies do sistema de sucção e o fluido se deve em grande parte ao período em que a válvula está aberta. Ou seja, há uma forte dependência da transferência de calor com a vazão mássica instantânea, como já havia sido constatado experimentalmente por Bauer *et al.* (1998).

No período em que a válvula encontra-se fechada há uma redução da transferência de calor no duto de saída devido à diminuição da vazão mássica instantânea e também pela alteração dos níveis de temperatura tanto do fluido como das superfícies do sistema de sucção. A Figura 5.21 apresenta a diferença entre as temperaturas das superfícies internas do sistema de sucção e do fluido ao longo do ciclo para a condição BV. Para as temperaturas médias volumétricas do fluido foram consideradas três porções do sistema: duto de entrada, volume do *muffler* e duto de saída.

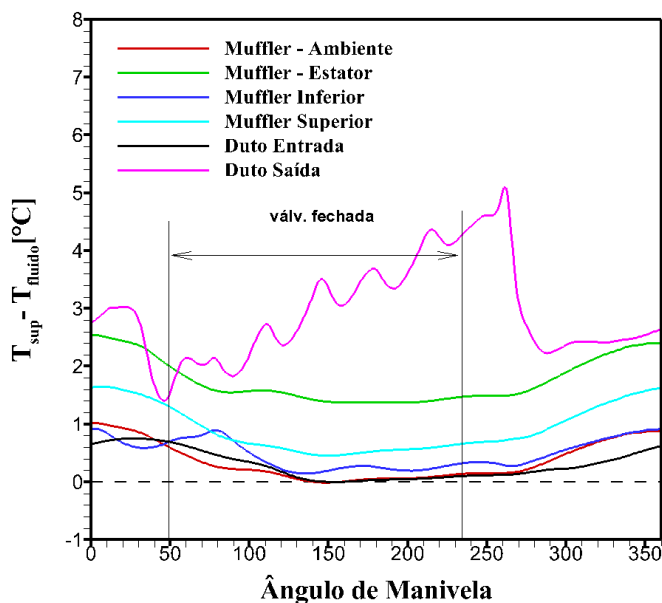


Figura 5.21. Diferença entre a temperatura instantânea da superfície do *muffler* cilíndrico e do fluido local para a condição BV.

Tabela 5.18. Parcela da energia em transferência ao longo de ciclo para válvula fechada e aberta.

	Período [%]		Calor trocado [%]	
	Fechada	Aberta	Fechada	Aberta
BV	49,9	50,1	34,3	65,7
MV	48,1	51,9	32,6	67,4
AV	48,5	51,5	18,4	81,6

A variação da transferência de calor devido às pulsações no escoamento foi investigada a partir de simulações numéricas para os regimes de escoamento estacionário (RE) e transiente (RT). A Tabela 5.19 apresenta resultados da taxa de transferência de calor para o gás no sistema de sucção ao longo de um ciclo e correspondente aumento de temperatura do fluido. Para o aumento da temperatura do fluido considerou-se a diferença entre a temperatura do fluido prescrita na entrada do domínio simulado e a temperatura do duto de saída do *muffler* cilíndrico. Desconsiderou-se a temperatura média na entrada do sistema de sucção, pois é uma região de aceleração do fluido e, assim, poderia dificultar a interpretação do resultado. Observa-se na Tabela 5.19 que a transferência de calor pode aumentar em até 8% devido aos transientes no escoamento. Além disto, percebe-se que o aumento da taxa de transferência de calor com a diminuição da vazão e o consequente aumento de temperatura média, tanto para RE como RT.

Tabela 5.19. Taxa de transferência de calor e aumento de temperatura média no *muffler* cilíndrico.

	Q [W]			T _{saída} – T _{amb} [°C]	
	RE	RT	Aumento [%]	RE	RT
BV	8,9	9,3	4,5	1,1	6,7
MV	7,9	8,5	7,6	0,6	5,3
AV	4,7	4,8	2,1	0,4	4,2

A intensificação da transferência de calor com o escoamento pulsado está associada a dois mecanismos. O primeiro deles corresponde à própria dinâmica do escoamento, na qual a constante movimentação do fluido junto às superfícies aquecidas renova a camada limite térmica localmente. A segunda corresponde aos refluxos na câmara de sucção os quais carregam fluido aquecido no sentido oposto

no sistema de sucção quando a válvula está fechada. As variações médias de temperatura ao longo do sistema de sucção para regimes estacionário e transiente podem ser observadas nas Figuras 5.22 e 5.23, respectivamente, considerando a condição BV. Nota-se que o aumento de temperatura ocorre efetivamente no duto de saída em ambos os regimes de escoamento, sendo mais pronunciado para o regime transiente.

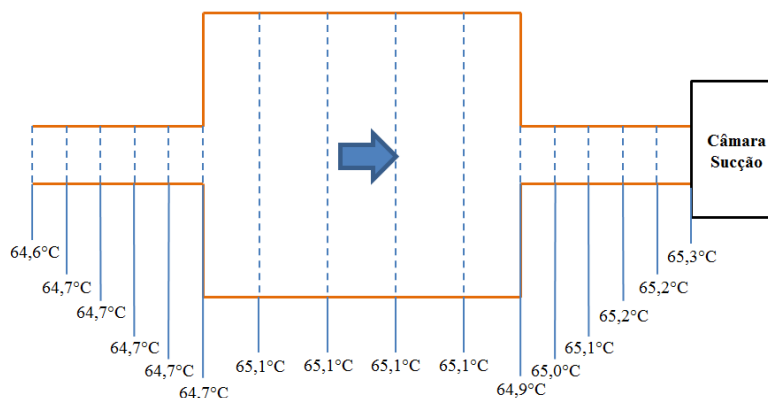


Figura 5.22. Temperatura do fluido média no ciclo para diferentes sessões do *muffler* cilíndrico para a condição BV para regime permanente.

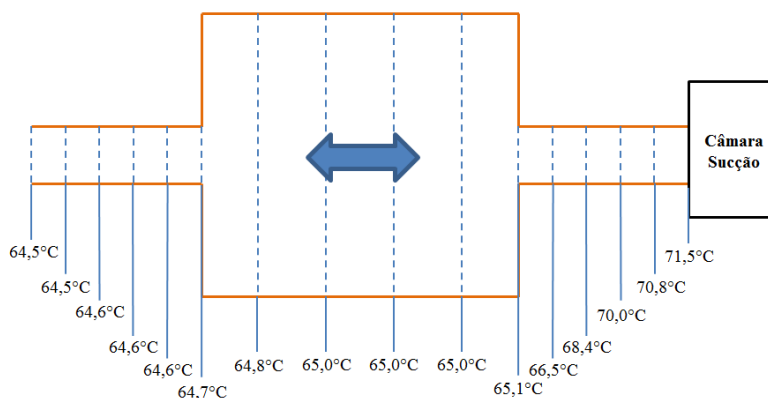


Figura 5.23. Temperatura do fluido média no ciclo para diferentes sessões do *muffler* cilíndrico para a condição BV para regime transiente.

6 CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

O superaquecimento do fluido refrigerante em sistemas de sucção reduz consideravelmente as eficiências volumétrica e isentrópica de compressores alternativos de refrigeração. Desta forma, identificar e entender os mecanismos do aquecimento do fluido nesses sistemas é importante no projeto de compressores de alta eficiência. O presente trabalho consistiu na caracterização experimental e numérica da transferência de calor em escoamentos pulsantes de um sistema de sucção simplificado de compressor alternativo, a fim de analisar efeitos de transientes do escoamento sobre a transferência de calor.

O estudo foi realizado em um compressor alternativo de refrigeração comercial, modelo NJ9232GK da Embraco, substituindo-se o *muffler* de sucção original por uma geometria simplificada de revolução, representada por um duto de entrada reto, uma câmara de expansão cilíndrica e um duto de saída reto. A modificação foi introduzida de forma a facilitar a instrumentação dos transdutores, além de servir como uma geometria conveniente para estudos futuros, incluindo a validação de modelos de turbulência, por exemplo. Vale ressaltar que nenhum trabalho foi encontrado na literatura sobre escoamentos turbulentos pulsantes com transferência de calor em geometrias de revolução como a adotada na presente investigação.

Transdutores de fio operando nos modos de fio quente e de fio frio foram inseridas no sistema de sucção para medições transientes de velocidade e de temperatura, respectivamente, na entrada e na saída do *muffler*. Nas mesmas regiões, transdutores piezelétricos foram também instalados para medir transientes de pressão. Além disto, termopares foram utilizados para medições de temperaturas médias em superfícies e no escoamento. O compressor instrumentado foi testado em uma bancada calorimétrica para o controle adequado das condições de operação.

O escoamento no sistema de sucção modificado foi simulado numericamente por meio do método dos volumes finitos, considerando a formulação de escoamento transiente, turbulento e compressível. A modelação da turbulência foi feita com o modelo RNG $k - \varepsilon$, com o escoamento sendo resolvido até a parede, sem o uso de funções parede. O escoamento transiente foi caracterizado pela prescrição da vazão mássica instantânea no orifício de sucção, a qual foi calculada previamente com o uso de código de simulação de compressores. Nas

superfícies do *muffler* foram prescritos os valores de temperaturas obtidos experimentalmente com termopares.

O compressor foi avaliado em três condições de operação denominadas de Alta Vazão (AV), Média Vazão (MV) e Baixa Vazão (BV), obtidas pela variação da pressão na linha de sucção. As condições refletem na investigação do escoamento pulsante em vazões mássicas distintas, possibilitando a verificação de tendências da transferência de calor em uma mesma frequência de compressão (60Hz).

A partir do estudo, destacam-se as seguintes conclusões:

- i. *O regime de escoamento pulsante se faz presente apenas no duto junto à câmara de sucção.* As ondas de pressão que se propagam no duto junto à câmara de sucção são refletidas e amortecidas de forma repetida pelo volume intermediário do *muffler*. Assim, no duto de entrada do sistema de sucção há apenas uma redução gradual de pressão com a abertura da válvula de sucção.
- ii. *Existe uma elevação significativa de temperatura no fluido armazenado na saída do sistema de sucção quando a válvula de sucção está fechada.* Da mesma forma como observado por Bauer *et al.* (1998) e Morriesen (2009), verificou-se experimental e numericamente a elevação da temperatura do gás junto à câmara de sucção em conjunto com oscilações de temperatura devido à propagação de ondas de pressão.
- iii. *Viabilidade de modelagem numérica do escoamento.* O modelo numérico previu razoavelmente a dinâmica do escoamento pulsante no sistema de sucção, incluindo oscilações de pressão e velocidade. Constatou-se que os níveis de temperaturas não foram bem previstos devido à dificuldade em se prescrever corretamente a temperatura nas superfícies do sistema de sucção, principalmente na sua região de saída.
- iv. *A transferência de calor nas paredes do muffler acompanha a dinâmica do escoamento local.* Verificou-se numericamente que a taxa de transferência de calor é bem correlacionada com a dinâmica do escoamento. Em função disto, a transferência de calor é intensificada quando a válvula está aberta, associada aos níveis de velocidade elevados.

- v. *Existe uma intensificação da taxa de transferência de calor na presença do escoamento pulsante.* Verificou-se numericamente que a taxa de transferência de calor para o escoamento pulsante pode ser até 8% maior do que aquela que ocorreria na condição de escoamento estacionário. Pode-se justificar esta intensificação pela ação de dois mecanismos: à dinâmica do escoamento, na qual a constante movimentação do fluido junto às superfícies aquecidas renova a camada limite térmica localmente e ao escoamento reverso de gás aquecido provenientes da câmara de sucção.
- vi. *Baixa participação do sistema de sucção no superaquecimento do fluido refrigerante.* O compressor de refrigeração comercial testado no presente trabalho possui um sistema de sucção do tipo indireta. Assim, o gás percorre o ambiente interno da carcaça do compressor antes de entrar no sistema de sucção. Constatou-se que grande parte do superaquecimento do gás ocorre fora do sistema com o aumento médio de temperatura de apenas 9% do aumento total nas condições testadas.

Por fim, em função de dificuldades encontradas e oportunidades de detalhamento de investigação, destacam-se algumas sugestões para estudos futuros:

- i. Desenvolver um sistema de calibração de velocidade para transdutores de fio operando como fio quente para números de Reynolds elevados, em torno de 1000;
- ii. Investigar o desempenho de anemômetros de fio quente para a medição de velocidades em escoamentos de misturas gás/óleo;
- iii. Complementar a investigação com medições de fluxos de calor no *muffler* cilíndrico, possibilitando a melhor validação do modelo numérico;
- iv. Testar outros modelos de tratamento de parede para redução do tempo de processamento;

- v. Investigar a influência das condições de contorno térmicas na dinâmica da transferência de calor de sistemas de sucção de compressores alternativos;
- vi. Analisar possíveis alternativas para a sucção do fluido visando à operação adequada do compressor sem que haja um superaquecimento excessivo do fluido;
- vii. Adotar um sistema de sucção direta a fim de que o superaquecimento ocorra em quase sua totalidade no interior do *muffler*. Isto poderia também ser conveniente na redução de quebra de sensores pela redução de óleo imerso no gás;

REFERÊNCIAS

ANSYS FLUENT. **ANSYS FLUENT Theory Guide**. Canonsbourg, USA, 2010. Software.

ANSYS ICEM. **ANSYS ICEM User Guide**. Canonsbourg, USA, 2010. Software.

BAUER, W.-D., WENISCH, J., HEYWOOD, J. B. Averaged and Time-Resolved Heat Transfer of Steady and Pulsating Entry Flow in Intake of a Spark-Ignition Engine. **Int. J. of Heat and Fluid Flow**. 1998. v. 19. p.1-9.

BATCHELOR, G. K. **An Introduction to Fluid Dynamics**. Cambridge, England: Cambridge University Press, 2002

BLEL, W. et al. Application of Turbulent Pulsating Flows to the Bacterial Removal During a Cleaning in Place Procedure - Part 1: experimental analysis of wall shear stress in a cylindrical pipe. **J. Food Engrg.** v. 90. p. 422-432, 2009.

BRUUN, H. H. **Hot-Wire Anemometry**: principles and signal analysis. New York, EUA: Oxford University Press Inc. 1995. 507p.

CHURCHILL, S.W. A reinterpretation of the turbulent Prandtl number. **Ind. Chem. Res.** 2002. v. 41, p. 6393-6401.

CRAFT, T. J. et al. Development and Application of Wall-Function Treatments for Turbulent Forced and Mixed Convection Flows. **Fluid Dynamics Research**, 2006. v. 38, p. 127-144.

DEC, J. E., KELLER, J. O., ARPACI, V. S. Heat Transfer Enhancement in the Oscillating Turbulent Flow of a Pulse Combustor Tail Pipe. **Int. J. Heat Mass Transfer**. v. 35, p. 2311-2325, 1992.

EÇA, L., HOEKSTRA, M. Evaluation of Numerical Error Estimation Based on Grid Refinement Studies with the Method of Manufactured Solutions. **Computer and Fluids**. Elsevier. 2009

EMBRACO. **Dados Técnicos do Compressor NJ9232GK**. Disponível em: < http://www.embraco.com.br/catalog/pdfs/FT000643_2.pdf>. Acessado em: 2010.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Avaliação da Eficiência Energética na Indústria e nas Residências no horizonte decenal (2010-2019)**. Relatório. Rio de Janeiro: EPE, 2010.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2011** - ano base 2010: Resultados Preliminares. Relatório. Rio de Janeiro: EPE, 2011.

ELSHAFEI, E. A. M. et al. Experimental Study of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Flow in a Pipe. **Int. J. Heat and Fluid Flow**. v. 29. p. 1029-1038., 2008.

FAGOTTI, F., POSSAMAI, F. C. Using Computational Fluid Dynamics as a Compressor Design Tool. **Proc. Int. Compressor Engrg. Conf.** at Purdue, 2000.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2005. 662p.

FU, W.-S., et al. Experimental investigation for effects of a reciprocating motion on mixed convection of a curved vertical cooling channel with a heat top surface. **Int. J. Heat and Mass Transfer**. v. 54. p. 5109-5115, 2011.

GUIMARÃES, L. M. **Análise de Escoamento Dinâmico em Coletores de Admissão de Motores de Combustão Interna com Variador de Fase**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 2008.

GOSNEY, W.B. **Principles of Refrigeration**. Cambrige, Inglaterra: Combridge University Press. 1982.

HEISLER, H., **Advanced Engine Technology**. SAE International, 1995.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2003. 698 p.

JONES, W. P., LAUNDER, B. E. The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence. **Int. Journal Heat Mass Transf.** v. 15. p. 301-313, 1972.

JØRGENSEN, F. E. **How to measure turbulence with hot-wire anemometers: a practical guide**. Skovlunde, Dinamarca: Dantec Dynamics A/S, 2002. 73 p.

KAYS, W.M. Turbulent Prandtl Number: where are we? **ASME Journal of Heat Transfer**. v. 116. p. 284-295, 1994.

KRAMERS, H. Heat Transfer from Spheres to Flowing Media. **Physica**. v. 12, p. 61-80, 1946.

LABVIEW. **LabVIEW Professional Development System**. Versão 8.5. Austin, EUA. National Instruments. 2007. Software.
LOMAS, C. G. **Fundamentals of Hot Wire Anemometry**. New York, Estados Unidos: Cambridge University Press, 1986. 211p.

LAUNDER, B. E., SPALDING, D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. **Comp. Methods in Applied Mech. and Eng.** v. 3. p. 269-289, 1974.

MACKLEY, M. R., STONESTREET, P. Heat Transfer and Associated Energy Dissipation for Oscillatory Flow in Baffled Tubes. **Chm. Engrg. Sci.** v. 50. p. 2211-2224, 1995.

MALISKA, R. C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Rio de Janeiro, Brasil: LTC. 2004. 453p.

MATOS, F. F. S. **Análise Numérica do Comportamento Dinâmico de Válvulas Tipo Palheta em Compressores Alternativos**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

METWALLY, M. Review of Compressible Pulsating Flow: effects on system performance. **13th International Conference on Aerospace Sciences & Aviation Technology**: Egypt, 2009. v. 13.

MORRIESEN, A. **Investigação Experimental do Transiente Térmico na Câmara de Sucção de Compressores de Refrigeração Doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil. 2009

MORRIESEN, A *et al.* Numerical Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer in the Suction Muffler of a Small Reciprocating Compressor. **Proc. International Conference on Compressors and their Systems**, Londres, 2011.

NABAVI, M., SIDDIQUI, K. A Critical Review on Advanced Velocity Measurement Techniques in Pulsating Flows. **Meas. Sci. Technol.** **2010**. v. 21, 2010. 19p.

NAGANO, Y., KIM, C. A two-equation model for heat transport in wall turbulent shear flows. **Journal of Heat Transfer**. 1988. v. 110. p. 583-589.

NAKANO, A., KINJO, K. CFD Applications for Development of Reciprocating Compressor. . **Proc. Purdue Compressor Tech. Conf.** Purdue: University Press, 2008

ORSZAG, S. A. et al. Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations. **Int. Conference on Near-Wall Turbulent Flows**, Arizona, USA 1993.

PEREIRA, E. L. L. et al. Assessment of Simulation Models for Heat Transfer in Suction Mufflers of Reciprocating Compressors. **Proc. Int. Conference on Compressors and Refrigeration**: Xi'an, China. 2008

PEREIRA, L. V. M. **Estudo Experimental da Influência de um Ressonador de Volume Variável na Massa de Ar Admitida por um Motor de Combustão Interna**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 2008.

PIZARRO, R. A., BARBOSA JR., J. R., PRATA, A. T. Modeling the influence of the lubricant oil on the heat transfer in hermetic reciprocating compressors. . **Proc. Purdue Compressor Tech. Conf.** Purdue, USA: University Press, 2009.

POLING, B. E., PRAUSNITZ, J.M., CONNELL, J.P. **The Properties of Gases and Liquids**. McGrawm-Hill International Edition, 2007. 5a edição.

REYNOLDS, O. On the extent and action of heating surface for steam boilers. **Manchester Lit. Phil.** 1874. p. 7-12.

RIBAS JR, F. et al. Thermal Analysis of Reciprocating Compressors: a critical review. **Proc. Int. Compressor Engrg. Conf.** at Purdue, 2008, paper 1306.

SHERIF S.A. Hot-wire/film anemometry measurements in flows with heat transfer and signal correction. **ISA Transactions**. 1998. v. 37. p. 141-146.

SHIVA PRASAD, B.G. Heat Transfer in Reciprocating Compressor: a critical review. **Proc. Purdue Compressor Tech. Conf.** Purdue: University Press. p. 857-863, 1998

SINGH, R., SOEDEL, W. A Review of Compressor Lines Pulsation Analysis and Muffler Design Research/ Part I: Pulsation Effects and Muffler Criteria. **Proc. Purdue Compressor Tech. Conf.** Purdue: University Press. 1974.

TODESCAT, M. L., et al. Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors. **Proc. Purdue Compressor Tech. Conf.** Purdue: University Press. p. 1417-1428, 1992.

USSYK, M. S. **Simulação Numérica do Desempenho de Compressores Herméticos Alternativos**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1984.

URUBA, V., JONÁS, P., MAZUR, O. Control of a channel-flow behind a backward-facing step by suction/blowing. . **Int. J. Heat and Fluid Flow**. v. 28. p. 665-672, 2007.

VALENCIA, A. Effect of Pulsating Inlet on the Turbulent Flow and Heat Transfer Past a Backward-Facing Step. **Int. Comm. Heat Mass Transfer**. v. 24. p. 1009-1018, 1997.

VANDOORMAAL, J. P., RAITHBY G. B. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. **Numerical Heat Transfer**. 1984. v. 7 pag 147-163.

VELAZQUEZ, A. ARIAS, J. R., MONTANES, J. L. Pulsating flow and convective heat transfer in a cavity with inlet and outlet sections. **Int. J. Heat and Mass Transfer**. v. 59. p. 647-654, 2009.

VIESER, W., ESCH, T., MENTER, F. **Heat Transfer Predictions using Advanced Two Equation Turbulence Models**. CFX Technical Memorandum. 2002.

WANG, X., ZHANG, N. Numerical Analysis of Heat Transfer in Pulsating Turbulent Flow in a Pipe. **Int. J. Heat and Mass Transfer**. v. 48, p. 3957-3970, 2005.

WILCOX, D. C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. **AIAA Journal**, 1988. v. 26, p. 1299-1310.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries Inc., La Canada: California. 1994. p. 460.

APÊNDICE A

Este apêndice relata o princípio de funcionamento dos transdutores de fio para medição de velocidade (fio quente) e temperatura (frio frio), bem como os equipamentos utilizados para cada condição de operação do transdutor.

A.1 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO TRANSDUTOR DE FIO QUENTE

Quando a sonda é empregada como transdutor de fio quente, o filamento é mantido aquecido por efeito Joule com a passagem de uma corrente elétrica a uma temperatura acima da do ambiente. Seu princípio de funcionamento é o da transferência de calor convectiva do filamento quente exposto a um fluido em movimento. Assim, a taxa de energia perdida para o meio está diretamente relacionada à velocidade local do fluido.

São três as metodologias disponíveis para alimentação do filamento, CCA – *Constant Current Anemometer* (Anemômetro de Corrente Constante), CVA – *Constant Voltage Anemometer* (Anemômetro de Tensão Constante) e CTA – *Constant Temperature Anemometer* (Anemômetro de Temperatura Constante). Enquanto nas duas primeiras metodologias se faz necessário uma compensação dos sinais medidos devido à inércia térmica do filamento, a última é virtualmente independente das características térmicas do filamento, pois apresenta uma eletrônica em circuito fechado retro alimentável de alta resposta (NABAVI e SIDDIQUI, 2010). Assim, a sonda operando como CTA foi escolhida como a metodologia nos testes para medições de velocidade.

Uma sonda operando como CTA apresenta como principal característica a manutenção de uma temperatura constante de operação do filamento aquecido ao longo das medições. A resistência de operação da sonda, R_{fio} , é calculada baseada na temperatura de trabalho do filamento da sonda, T_{fio} , e a resistência do filamento a uma temperatura de referência, R_{ref} ,

$$R_{fio} = R_{ref} [1 + \alpha_{ref}(T_{fio} - T_{ref})] \quad [A.1]$$

onde T_{ref} é a temperatura de referência e α_{ref} é o coeficiente térmico de resistividade do fio na temperatura T_{ref} . Para o presente trabalho, a temperatura de referência é a temperatura local na sala onde a calibração da sonda foi realizada.

Define-se também a razão de sobreaquecimento, a ,

$$a = (R_{fio} - R_{ref})/R_{fio} \quad [A.2]$$

Segundo Bruun (1995), a seleção da magnitude da razão de sobreaquecimento deve levar em conta que há uma maior sensibilidade do filamento a variações de velocidade quanto maior for seu valor. No entanto, deve-se limitar a operação da sonda em temperaturas abaixo da oxidação do filamento. Para o caso do tungstênio, a temperatura máxima recomendada é de 350°C. Para gases, é comum o uso de um valor $a=0.8$, correspondendo a uma temperatura média do filamento em torno de 250°C.

O circuito eletrônico da sonda operando em CTA é esquematicamente apresentado na Figura A.1. A sonda é representada no circuito pela resistência de trabalho do filamento R_{fio} e pela resistência equivalente R_c , o qual agrupa as resistências das hastes da sonda, do suporte da sonda e o cabo de ligação ao condicionador de sinal. O filamento da sonda é um dos braços da ponte de Wheatstone composta por uma resistência regulável de década R_d e pelas resistências do lado ativo e passivo da ponte R_1 e R_2 , respectivamente. A chamada razão da ponte R_2/R_1 é escolhida de forma que a corrente de alimentação i preferencialmente passe pelo lado ativo da ponte. A razão da ponte mais comum é a de 1:20 para gases, segundo JØRGENSEN (2002).

Na condição de equilíbrio ponte de Wheatstone³, as resistências da ponte estão relacionadas da forma,

$$R_d = R_2(R_{fio} + R_c)/R_1 \quad [A.3]$$

Assim, o ajuste da resistência R_d pela Equação [A.3] estabelece a resistência R_{fio} de acordo com a temperatura de operação do filamento desejado calculado com a Equação [A.1].

³ A condição de equilíbrio de uma ponte de Wheatstone corresponde a uma diferença de potencial nula entre os dois lados da ponte, $e_2 - e_1 = 0$.

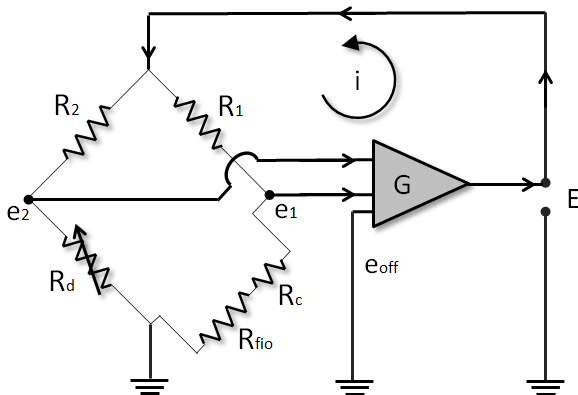


Figura A.1. Circuito eletrônico de retroalimentação de corrente CTA.

Quando a sonda é inserida no escoamento, a resistência R_{fio} é alterada de acordo com o nível de velocidade do fluido. A alteração da resistência gera uma *d.d.p.* entre os lados da ponte. Essa tensão alimenta o amplificador G que gera uma nova corrente i de forma a restabelecer o equilíbrio da ponte. O desequilíbrio da ponte e a realimentação da corrente ocorrem constantemente de acordo com a dinâmica do escoamento. Como o tempo de escala da inércia térmica do filamento da sonda é muito maior que o tempo de resposta do amplificador, a temperatura de operação da sonda é mantida virtualmente constante. A evolução temporal da velocidade do fluido, U , é registrada na forma da variação da tensão E na saída do amplificador G , o qual corresponde à mesma queda de tensão da ponte, E_p .

A.1.1 - Correlação para velocidade

A correlação da velocidade em função da tensão elétrica depende basicamente das propriedades do escoamento, da geometria do filamento e da temperatura de operação da sonda, esta última uma função das condições elétricas da ponte. Aplicando um balanço de energia no filamento da sonda, a temperatura de operação da sonda é calculada por (BRUUN, 1995),

$$\overline{T_{fio}} = C_2 + [T_{hastes} - C_2] \frac{\tanh(\sqrt{|C_1|} \cdot L_{fio}/2)}{\sqrt{|C_1|} \cdot L_{fio}/2} \quad [A.4]$$

onde C_1 e C_2 são definidos por

$$C_1 = \frac{i_{fio}^2 \chi_{ref} \alpha_{ref}}{k_{fio} A_{fio}^2} - \frac{\pi D_{fio} h}{k_{fio} A_{fio}} \quad [A.5]$$

$$C_2 = T_{fluido} + \frac{i_{fio}^2 \chi_{fluido}}{|i_{fio}^2 \chi_{ref} \alpha_{ref} - \pi D_{fio} h A_{fio}|} \quad [A.6]$$

As definições das variáveis nas Equações [A.5] a [A.6] são:

$\overline{T_{fio}}$ - temperatura média espacial ao longo do filamento da sonda;

T_{fluido} - temperatura do fluido em escoamento;

T_{hastes} - temperatura das hastes, aqui considerada como igual a T_{fluido} ;

L_{fio} - comprimento do filamento;

D_{fio} - diâmetro do filamento;

k_{fio} - condutividade térmica do filamento;

A_{fio} - área da seção transversal do filamento;

i_{fio} - corrente do lado ativo da ponte de Wheatstone;

$\alpha_{ref} = \alpha_0 / [1 + \alpha_0 (T_{ref} - T_0)]$ - coeficiente térmico de resistividade do fio em uma temperatura de referência, T_{ref} , baseada nas condições da temperatura padrão T_0 ;

$\chi_{ref} = R_{ref} \cdot A_{fio} / L_{fio}$ - resistividade do fio na temperatura T_{ref} ;

$\chi_{fluido} = \chi_{ref} [1 + \alpha_{ref} (T_{fluido} - T_{ref})]$ - resistividade do fio na temperatura T_{fluido} ;

h - coeficiente de transferência de calor por convecção.

Na dedução da Equação [A.4], foi considerada que a temperatura das hastes é constante e que a troca de calor do filamento com o meio ocorre pela convecção do fluido e por condução nas hastes. A temperatura de referência T_{ref} é a temperatura da sala durante as calibrações das sondas.

A corrente i_{fio} , o qual aquece o filamento por efeito Joule, é a mesma que percorre todo o lado ativo da ponte. Assim, calcula-se a queda de tensão no filamento da sonda E_{fio} por

$$E_{fio} = E_p \left[\frac{R_{fio}}{R_1 + R_C + R_{fio}} \right] \quad [A.7]$$

o qual permite calcular a corrente $i_{fio} = E_{fio}/R_{fio}$.

A parcela convectiva do fluido é representada pelo coeficiente de transferência de calor, h , podendo ser avaliado inicialmente por correlações adimensionais universais encontradas na literatura. No entanto, cada sistema de anemometria de fio quente apresenta comportamento específico, já que as imperfeições do filamento e a qualidade da brasagem nas hastes podem modificar o balanço de energia no filamento. Além do mais, correlações universais são geralmente aplicadas para fios muito longos ($L_{fio}/D_{fio} > 1000$), onde se despreza a parcela de perda de energia pelas hastes por condução (BRUUN, 1995).

Para contornar as questões acima, Morriesen (2009) propôs a adimensionalização dos dados de calibração baseado na correlação de Kramers,

$$Nu = A \cdot Pr^{0,2} + B \cdot Pr^{1/3} \cdot Re^C \quad [A.8]$$

Os números adimensionais da Equação [A.8]

$$Nu = h \cdot D_{fio} / k_{fluido}, \quad [A.9]$$

$$Pr = \mu_{fluido} \cdot c_{p,fluido} / k_{fluido}, \quad [A.10]$$

$$Re = U \cdot D_{fio} / \nu_{fluido} \quad [A.11]$$

são calculados com base na temperatura de filme do fluido. O autor sugere que os coeficientes A , B e C da correlação sejam ajustados para cada sonda calibrada.

Após as medições com as sondas e os dados previamente tratados, a tensão instantânea medida é convertida em velocidade instantânea avaliada da seguinte forma:

- Com a tensão instantânea E_p medida, calcula-se i_{fio} a partir da Equação [A.7] nas condições de operação da sonda;

- Calcula-se o coeficiente h com a Equação [A.4] por meio da temperatura de trabalho T_{fio} dos testes e da temperatura do fluido instantânea, T_{fluido} ;
- Com o conhecimento de h e das propriedades do fluido instantâneas na temperatura de filme, calculam-se os números adimensionais Nu (Equação [A.9]) e Pr (Equação [A.10]);
- A partir da correlação de Kramers ajustada para a sonda, calcula-se Re com Equação [A.11], obtendo-se então a velocidade instantânea desejada U .

A.1.2 - Equipamentos para CTA

O sistema de condicionamento das sondas utilizado é o da DANTEC DYNAMICS. A empresa apresenta seus produtos em disposição modular onde todos os módulos são conectados ao *frame* principal StreamLine® 90N10, na imagem da Figura A.2 à esquerda. O modelo permite o encaixe de até seis módulos.



Figura A.2. Frame StreamLine® 90N10 à esquerda e a unidade de calibração 90H02 à direita.

O StreamLine® 90N10 dispõe de uma entrada BNC para um transdutor de temperatura, responsável pela medição da temperatura tanto do ambiente onde se encontram os equipamentos como do escoamento de referência para calibração. O transdutor é um termistor com precisão de $0,5^{\circ}\text{C}$ na faixa de 0 a 70°C .

Especificamente para a anemometria de fio quente utilizam-se dois módulos. O primeiro módulo é o 90C10 - aqui chamado de módulo de velocidade - responsável pela operação da sonda em CTA e a medição de sua resistência. Suas principais especificações são:

- Tensão de saída da ponte de 0 a 10V;
- Ajuste de offset de saída de 0 a 5V com resolução de 1mV;
- Ganho de 1 a 1024 em 11 passos;
- Filtros passa-baixa de 0/0,3/1/3/10/30/100/300kHz;
- Filtros passa alta de 10 e 100Hz;
- Razão de ponte ajustável de 1:1 ou 1:20;
- Resistência de década ajustável de 2 a 64Ω (razão de ponte 1:20) com resolução de até 0,1%;
- Corrente máxima de ponte de 830mA (razão de ponte 1:20);
- Resposta em frequência mínima do amplificador de 180kHz para ganho de 1024;
- Para medições de resistência do filamento, alimentação de 1mA com incerteza de 0,25%.

O segundo módulo é o 90H01 que comanda a unidade de calibração de ar 90H02 (Figura A.2 à direita), cujas especificações são as seguintes:

- Faixa de velocidade de 0,02 a 300m/s para ar
- Incerteza menor do que 1% na faixa de 0,5 a 300m/s;
- Desvio $\pm 0,02\text{m/s}$ no *setpoint*;
- Intensidade turbulenta menor que 0,3% no jato livre na faixa de 0,5 a 300m/s;

A unidade de calibração ainda conta com quatro bocais permutáveis para a sessão de calibração de acordo com a faixa de medição. A geometria dos bocais é tal que o escoamento na sua saída apresente baixa intensidade turbulenta e um perfil de escoamento uniforme. A alimentação padrão é de ar que deve estar pressurizado a 0,73MPa para as calibrações, de acordo com o fabricante.

O ajuste dos parâmetros de controle do CTA e de calibração é por meio de um pacote computacional de aplicação específico da DANTEC, o StreamWare®. Para a calibração e medição de resistência das sondas à temperatura ambiente, o pacote atende bem a demanda dos testes. No entanto, para o controle da condição de operação da sonda, o uso do pacote não permite que os parâmetros de ajuste sejam acessados de imediato por meio de outro pacote computacional, situação que ocorre durante a aquisição concomitante e controlada dos sinais das sondas e de outros transdutores dinâmicos utilizados no compressor em operação.

Assim, para o controle do CTA, optou-se pelo uso do MiniCTA 54T30 também da DANTEC (Figura A.3). Diferentemente do módulo 90C10, o ajuste do controle das variáveis do CTA é manual por meio de chaveamentos na placa de controle. Outra vantagem é a sua portabilidade aliada a uma qualidade de sinal próxima a do módulo CTA, mas as possibilidades de operação em CTA são mais restritas. As especificações do MiniCTA são:

- Tensão de saída de 0 a 5V;
- Corrente máxima de alimentação de 230mA;
- Razão de ponte 1:20;
- Resolução da resistência de década de 0,07 Ω ;
- Offset de saída de 0,9V a 2,2V;
- Ganho ajustável de saída de 2 a 5;
- Filtros passa-baixa de 0/1/2/10kHz;
- Resposta em frequência do amplificador de 10kHz.



Figura A.3. Mini CTA 54T30.

A.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM TRANSDUTOR DE FIO FRIO

O mesmo transdutor de fio para medição de velocidade pode ser empregado para medição de temperatura. Seu princípio de funcionamento consiste na alimentação do filamento por uma corrente constante muito pequena ao longo de toda a operação, permitindo que o filamento entre em equilíbrio com a temperatura do ambiente na qual está exposto. Nessa configuração elétrica o transdutor é denominado de fio frio.

A Figura A.4 apresenta a eletrônica de um sistema comum com o transdutor operando em corrente constante (*Constant Current Transducer* - CCT). O transdutor está representado pela sua resistência $R_{fio-frio}$, o qual varia com a temperatura do meio, e pela resistência equivalente R_C de conexão ao circuito CCT. A sonda é alimentada por uma fonte de corrente $i_{fio-frio}$ o qual permite a leitura do sinal, amplificado por um ganho inicial em G_0 . O circuito ainda apresenta uma compensação de tensão E_{off} e ganho G_A ajustáveis, bem como filtros passa-alta FPA e passa-baixa FPB o qual permitem o condicionamento da tensão de saída $E_{fio-frio}$ de acordo com a necessidade.

O ganho inicial G_0 é igual a 100, valor de fábrica. O ajuste do ganho e *offset* é de forma a que a tensão de saída do condicionador esteja na faixa de medição aceitável pelo sistema de aquisição.

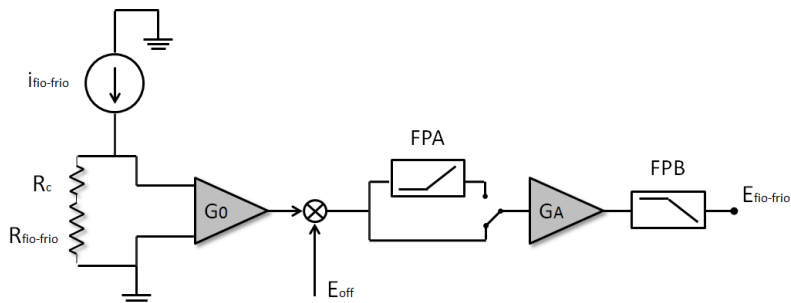


Figura A.4. Circuito eletrônico de sonda operando em CCT.

A tensão de saída do CCT, $E_{fio-frio}$, é relacionada com a resistência $R_{fio-frio}$ por,

$$E_{fio-frio} = G_A \cdot [G_0 \cdot i_{fio-frio} \cdot (R_{fio-frio} + R_C) - E_{off}] \quad [A.12]$$

A resistência do filamento da sonda usada nos experimentos apresenta um comportamento linear com a temperatura. Como a queda de tensão no filamento está relacionada com a corrente de alimentação por $E_{fio-frio} = i_{fio-frio} \cdot R_{fio-frio}$, então é fácil obter uma relação da tensão da sonda com a sua temperatura,

$$T_{fio-frio} = C_0 + C_1 \cdot E_{fio-frio} \quad [A.13]$$

onde as constantes C_0 e C_1 são obtidas por um procedimento calibração explicado na sessão 3.3.6.

Vale ressaltar que a relação [A.13] fornece apenas a temperatura do filamento e não representa de imediato a estimativa da temperatura do escoamento. As mudanças bruscas de temperaturas do escoamento típicas em um sistema de sucção de compressor alternativo são tais que a temperatura do filamento não tem tempo suficiente para se equilibrar com o meio. Sendo assim, uma sonda operando em CCT necessita de compensação da inércia térmica.

O tempo de resposta do filamento para entrar em equilíbrio térmico com o meio depende de sua massa e de suas propriedades

térmicas, bem como das condições do fluido em escoamento. O balanço de energia de um filamento em desequilíbrio com a temperatura do ambiente, desprezando a condução nas hastes⁴, fornece (MORRIESEN, 2009),

$$\tau_{fio} \frac{dT_{fio-frio}}{dt} + T_{fio-frio} = T_{fio,ideal} \quad [A.14]$$

onde a constante de tempo do filamento τ_{fio} é da forma

$$\tau_{fio} = \frac{(\rho_{fio} \cdot c_{p,fio} \cdot A_{fio} \cdot L_{fio})}{k_{fluido} \cdot Nu \cdot L_{fio} - i_{fio-frio}^2 \cdot \alpha_{ref} \cdot R_{ref}} \quad [A.15]$$

Nu é definido como na Equação [A.8]. Na Equação [A.14] o termo $T_{fio,ideal}$ é a temperatura ideal do filamento caso não apresentasse a inércia térmica e definida como

$$T_{fio,ideal} = \frac{i_{fio-frio}^2 \cdot R_{fluido} + [\pi L_{fio} \cdot k_{fluido} \cdot Nu - i_{fio-frio}^2 \cdot \alpha_{ref} \cdot R_{ref}] \cdot T_{fluido}}{\pi L_{fio} \cdot k_{fluido} \cdot Nu - i_{fio-frio}^2 \cdot \alpha_{ref} \cdot R_{ref}} \quad [A.16]$$

onde R_{fluido} é a resistência do filamento na temperatura do fluido, T_{fluido} . A temperatura $T_{fio,ideal}$ não é a temperatura do fluido, devido ao aquecimento do filamento por efeito Jaule. Mas, se for admitido que $i_{fio-frio}$ seja muito pequena, então as expressões [A.14] e [A.15] podem ser simplificadas como, respectivamente,

$$T_{fluido} = T_{fio-frio} + \tau_{fio} \frac{dT_{fio-frio}}{dt} \quad [A.17]$$

$$\tau_{fio} = (\rho_{fio} \cdot c_{p,fio} \cdot A_{fio}) / (k_{fluido} \cdot Nu) \quad [A.18]$$

o qual permitem estimar a temperatura do fluido do escoamento, baseada na temperatura do filamento medida.

O procedimento para estimar a constante de tempo da Equação [A.17] é baseado no número de Nusselt da Equação [A.8] calculado com as medições de velocidade instantânea da mesma sonda operando como CTA e as propriedades instantâneas do filamento em T_{fluido} . A

⁴ Como a temperatura do filamento é próxima a temperatura das hastes já que estas estão em equilíbrio com o ambiente, então é razoável desprezar a perda por condução nas hastes.

estimativa da derivada do segundo termo à direita da Equação [A.17] pode apresentar certa dificuldade, já que o sinal instantâneo medido pode ter descontinuidades. Assim, Morriesen (2009) sugere uma suavização do sinal da temperatura fornecida pelo filamento por meio de médias móveis e uso de filtros harmônicos especificamente para este cálculo.

A.2.1 - Equipamentos

O sistema de condicionamento de sinais para sonda em CCT ocupa uma das entradas modulares do mesmo *frame* StreamLine® 90N10 já apresentado. O módulo é o modelo 90C20 da DANTEC o qual, diferente dos módulos já apresentados, possui os ajustes manuais para a configuração de parâmetros de controles do CCT, permitindo que seja utilizado não apenas na calibração, mas também durante a operação do compressor.

O módulo 90C20 apresenta as seguintes especificações:

- Tensão de saída de 0 a 10V;
- Corrente de alimentação de 0,1/0,2/0,5/1/2/5mA;
- Incerteza de 0,01°C;
- Offset ajustável em 10 passos de 0 a 10V;
- Ganho ajustável em 16 passos e 1 a 8000;
- Filtros passa baixa de 0/1/3kHz;
- Filtros passa alta de 0/0,1/1Hz.

Como o ajuste dos parâmetros de controle é manual, a calibração foi feita utilizando o pacote computacional LabView® da NI.

